

**Dimensionamento de uma bomba de calor termoacústica para
aquecimento de água quente sanitária
Bosch Termotecnologia SA**

João Jácome Felgueiras

Dissertação do MIEM

Orientadores na Bosch Termotecnologia SA: Engenheira Celina Gameiro

Orientador na FEUP: Prof. Clito Afonso



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Junho de 2014

Aos meus Pais

Resumo

O presente trabalho foi realizado em ambiente empresarial na Bosch Termotecnologia SA, localizada em Cacia, Aveiro, no departamento de Investigação e Desenvolvimento, com o objetivo de realizar um estudo sobre o dimensionamento de uma bomba de calor termoacústica para aquecimento de águas sanitárias, durante um período total de 20 semanas.

Este trabalho foca a refrigeração termoacústica, com aplicação ao desenvolvimento de uma bomba de calor ar-água. As bombas de calor convencionais exigem a utilização de refrigerantes, tipicamente HFC's, cujas propriedades contribuem para o aquecimento global e destruição da camada de ozono, e para combater estas desvantagens é necessário explorar outras tecnologias, com menor impacte ambiental, e capazes de cumprir com os requisitos de operação e de eficiência deste tipo de produto.

A primeira parte do trabalho conta com o estudo do estado da arte relativo à termoacústica, sobre como surgiu o conceito, como pode ser aplicado com utilidade, qual a tecnologia existente, as suas vantagens e desvantagens relativamente às bombas de calor convencionais e quais as suas potencialidades.

Um dos principais objetivos seria dimensionar e desenvolver uma bomba de calor termoacústica com uma capacidade de aquecimento de 2000 W, com uma temperatura de saída da fonte quente a 50 °C e de saída da fonte fria a 0 °C. Para isso, foram estudados os conceitos de pré-dimensionamento de cada um dos componentes tendo em atenção os limites de fronteira previamente definidos. Após esse estudo realizou-se uma seleção de componentes para a construção de um protótipo, no entanto o custo final da construção seria demasiado elevado, mais de 2500 €. Assim, decidiu-se refazer os cálculos de dimensionamento para um protótipo a uma escala mais pequena com uma potência e aquecimento de 200 W. Devido a questões standard de mercado, a potência de aquecimento final para o protótipo em pequena escala foi definida com um valor aproximado de 215 W, obtendo-se um custo final de aproximadamente 600 €. Apesar da proposta, para um protótipo mais barato, ter sido apresentada, não houve nenhum investimento da parte da Bosch para a realização do mesmo e consequentemente a experiência para obtenção de dados para análise de resultados não foi realizada. Assim sendo, fica a proposta para trabalhos futuros: construir um protótipo e comparar os resultados com os dados obtidos numericamente.

Este trabalho conclui que os protótipos existentes restringem-se a sistemas dimensionados para baixas potências devido à necessidade destes terem grandes dimensões para potências mais elevadas. Quanto maior for a potência de aquecimento desejada maior será o aparelho. A relação perda potência acústica por potência necessária é tanto maior quanto menor for o diâmetro do ressonador.

Os componentes de maior complexidade são o *stack* e os permutadores de calor. Para a construção do *stack* decidiu-se utilizar uma impressora 3D por ser a solução mais simples e também porque se trata de um material plástico, pois pretende-se que este componente tenha

uma baixa condutividade térmica. Os permutadores de calor teriam de ser construídos à mão unindo as alhetas aos tubos, uma de cada vez, com uma pasta térmica.

No final é feita uma sugestão de colocação de sensores e vedantes e é ainda apresentado um desenho em CAD 3D que representa o aspeto do protótipo da bomba de calor termoacústica dimensionado para 200 W e como este seria montado.

Sizing of a thermoacoustic heat pump for water heating

Abstract

This work was conducted in a business environment in Bosch Termotecnologia SA, located in Cacia, Aveiro, in the Research and Development department, in order to conduct a study on the development of a thermoacoustic heat pump for water heating for a total period of 20 weeks.

The first part of the work includes the study of the state of the art concerning the thermoacoustic on how the concept came about, how it can be usefully applied, what is the existing technology, the advantages and disadvantages relative to conventional heat pumps and what they potential.

A major goal would be to design and develop a thermoacoustic heat pump with a heating capacity of 2000 W, with an outlet temperature of the hot source at 50 °C and 0 °C for the cold source. To this end, the concepts of pre-design for each of the components taking into account have been studied and the boundary limits have been previously defined. After this study was performed a selection of components for the construction of a prototype but the final construction cost would be too high, over 2500 €. Thus, it was decided to recalculate the values of a prototype design for a smaller range with a power of 200 W. However, due to standard market issues, the end of heating power for the smaller scale prototype was set to a value of approximately 215 W yielding a final cost of about 600 €. Despite this proposal, for a cheaper prototype that has been presented, there has been no investment on the part of Bosch for its realization and in turn the experience to obtain data for analysis of results. Thus the proposal for future works is to build a prototype and compare the results with those obtained numerically.

With this work we conclude that existing technology is based on different prototypes scaled to low power. The greater the heating power the greater will be the appliance. The ratio of loss of the acoustic power by the required power is greater the smaller the diameter of the resonator.

The components of greater complexity are the stack and the heat exchangers. To construct the stack was decided to manufacture through a 3D printer to be the simplest solution and also because it is a plastic material because it is intended that this component has a low thermal conductivity. The heat exchangers should be constructed by hand by joining the fins to the tubes one at a time, with a thermal grease.

In the end it's made a suggestion of placing sensors and seals and is still presented a drawing in CAD 3D that represents the final aspect of the prototype of the thermoacoustic heat pump sized for 200 W and how it would be mounted.

Agradecimentos

Agradeço a toda minha família, principalmente aos meus pais, ao meu irmão e à minha namorada por toda a dedicação e apoio que sempre me deram.

Aos meus orientadores na Bosch, engenheira Celina Gameiro e engenheiro José Corte-Real e a toda a equipa que me ajudou, demonstrando total abertura e interesse.

Ao professor Clito Afonso, meu orientador na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, pelo auxílio e disponibilidade.

Também devo um grande agradecimento aos amigos dos meus pais que me acolheram em casa deles em Aveiro durante o período em que permaneci na Bosch para a realização do meu trabalho de modo a facilitar o deslocamento casa/empresa e vice-versa.

Por último e não menos importante, um agradecimento muito especial a todos os meus amigos que me acompanharam ao longo de todo o meu percurso académico e por todas as experiências, vivências e amizades que me proporcionaram.

*A maior recompensa do nosso trabalho
não é o que nos pagam por ele,
mas aquilo em que ele nos transforma.*

(John Ruskin)

Lista de imagens

Figura 2.1 – Diagrama de temperatura-entropia do ciclo de Carnot.....	5
Figura 2.2 – Diagrama de pressão-volume de ciclo positivo (esquerda) e ciclo negativo (direita).	6
Figura 2.3 – Exemplo simplificado do comportamento da pressão e da velocidade do fluido ao longo de um cilindro fechado.	6
Figura 2.4 – Exemplo das diferenças das curvas de pressão e velocidade durante uma onda progressiva (esquerda) e uma onda estacionária (direita) em função da sua posição, adaptado de [3].....	7
Figura 2.5 – Exemplo de geração de uma onda de pressão estacionária (vermelho), adaptado de [4].	8
Figura 2.6 – Exemplo de frequência fundamental e as duas frequências dos seus primeiros dois tons harmónicos, adaptado de [3].	9
Figura 2.7 – Exemplo ilustrativo de algumas dimensões num sistema termoacústico de onda estacionária.	10
Figura 3.1 – Esquema de um tubo de Sondhauss, adaptado de [7].	13
Figura 3.2 – Aumento da temperatura de calor desperdiçado a 140 °C a partir de um motor alimentado pelo mesmo calor, adaptado de [13].	14
Figura 3.3 – Projeto de um recuperador de calor termoacústico à escala de 1 MW [13].	15
Figura 3.4 – Esquema de um protótipo de uma bomba de calor termoacústica de onda progressiva, adaptado de [14].	15
Figura 3.5 – Exemplo de uma bomba de calor termoacústica de onda estacionária, adaptado de [15].	16
Figura 3.6 – Ciclo termoacústico de uma partícula de fluido no <i>stack</i>	17
Figura 3.7 – Esquema de uma bomba de calor termoacústica de onda progressiva, adaptado de [16].	18
Figura 3.8 – Diferenças de pressão criadas por ondas longitudinais, adaptado de [17].	19
Figura 3.9 – Exemplo das dimensões de um <i>stack</i> de placas paralelas [18].	20
Figura 3.10 – Exemplo das dimensões de um <i>stack</i> de poros retangulares [18].	20
Figura 4.1 – Exemplo de uma bomba de calor convencional.	24
Figura 4.2 – Exemplo ilustrativo de uma bomba de calor termoacústica (onda estacionária).	24
Figura 5.1 – Eficiência real e imaginária da função de Rott em função do quociente entre o raio hidráulico e a profundidade de penetração térmica para diferentes geometrias do <i>stack</i> [2].	30
Figura 5.2 – Modelo da geometria do <i>stack</i> , de placas paralelas em espiral.	31
Figura 5.3 – COP de refrigeração do <i>stack</i> em função do comprimento normalizado do ressonador e da posição normalizada do <i>stack</i> [12].	33
Figura 5.4 – Exemplo de uma placa circular encastrada no bordo exterior com uma carga aplicada uniformemente distribuída, adaptado de . [23]	37

Figura 5.5 – Exemplo ilustrativo de um permutador de calor de fluxo cruzado, adaptado de [5].	39
Figura 5.6 – Vista em perspectiva à esquerda, e vista lateral à direita, de um exemplo ilustrativo do permutador de calor.	39
Figura 5.7 – Exemplo da vista de frente de um tubo do permutador de calor com respetivas indicações de diâmetros e temperaturas com representação esquemática do circuito térmico.	40
Figura 5.8 – Gráfico esquemático da variação de temperatura no permutador de calor frio.	43
Figura 5.9 – Gráfico esquemático da variação de temperatura no permutador de calor quente.	44
Figura 6.1 – Esquema para pré-dimensionamento do sistema. A vermelho são os <i>inputs</i> e a azul os <i>outputs</i> .	45
Figura 6.2 – Valor das potências em função do diâmetro do ressonador.	49
Figura 6.3 – Representação do COP interno do sistema em função do diâmetro do ressonador.	50
Figura 6.4 – Deslocamento transverso máximo da flange em função da sua espessura (\varnothing 0,649 m).	51
Figura 6.5 – Diferença de temperaturas no permutador de calor quente em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (pré-dimensionamento).	53
Figura 6.6 – Diferença de temperaturas no permutador de calor frio em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (pré-dimensionamento).	54
Figura 7.1 – Aspeto final da estrutura do <i>stack</i> .	60
Figura 7.2 – <i>Stack</i> de pequena dimensão para teste de fabrico.	60
Figura 7.3 – Diagrama de pressão de serviço em função da temperatura, adaptado de [29].	61
Figura 7.4 – Deslocamento transverso máximo da flange em função da sua espessura (\varnothing 0,642 m).	62
Figura 7.5 – Ilustração do altifalante <i>Beyma</i> de referência 21SW1600Nd, adaptado de [30].	63
Figura 7.6 – Nível de pressão sonora em função da frequência (níveis gerados a 1 W e a 1 m) [30].	64
Figura 7.7 – Diferença de temperaturas no permutador de calor quente em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 2000 W).	66
Figura 7.8 – Diferença de temperaturas no permutador de calor frio em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 2000 W).	66
Figura 7.9 – Alhetas quinadas para assegurar um espaçamento de 1 mm.	67
Figura 7.10 – Aspeto final dos permutadores de calor.	67
Figura 7.11 – Deslocamento transverso máximo da flange em função da sua espessura (\varnothing 0,226 m).	70
Figura 7.12 – Ilustração do altifalante <i>Beyma</i> de referência 8P300Fe, adaptado de [31].	71
Figura 7.13 – Nível de pressão sonora em função da frequência (níveis gerados a 1 W e a 1 m) [31].	71
Figura 7.14 – Diferença de temperaturas no permutador de calor quente em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 200 W).	73
Figura 7.15 – Diferença de temperaturas no permutador de calor frio em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 200 W).	73
Figura 7.16 – Modelo final dos permutadores de calor.	74

Figura 7.17 – Fluxograma de conforto para tempo de aquecimento.	76
Figura 7.18 – Tempo de aquecimento da água, de 10 a 50 °C, de um depósito de 270 litros (1925 W).	76
Figura 7.19 – Tempo de aquecimento da água, de 10 a 50 °C, de um depósito de 60 litros (1925 W).	77
Figura 7.20 – Exemplo ilustrativo da posição de sensores na bomba de calor termoacústica.	78
Figura 7.21 – Valor do fator de direção sonora dependendo da geometria do local, adaptado de [32].	79
Figura 7.22 – Ganho de decibel, para diferentes critérios, em função da frequência e sensibilidade do ouvido humano, adaptado de [33].	80
Figura 7.23 – Esquema de montagem do protótipo.	81

Lista de tabelas

Tabela 4.1 – Legenda da Figura 4.1 e da Figura 4.2.....	24
Tabela 4.2 – Comparação dos dois tipos de bomba de calor.	25
Tabela 5.1 – Propriedades de alguns fluidos a uma $T_m = 20\text{ °C}$ e $p_m = 200\text{ kPa}$	29
Tabela 5.2 – Propriedades de possíveis materiais para a construção do <i>stack</i>	30
Tabela 6.1 – Parâmetros de operação iniciais.	46
Tabela 6.2 – Propriedades do Hélio às condições impostas, valores retirados do <i>EES</i>	46
Tabela 6.3 – Parâmetros de operação secundários.	47
Tabela 6.4 – Propriedades do <i>Mylar Polyester Film</i> , material para o <i>stack</i> [26].	47
Tabela 6.5 – Propriedades do <i>stack</i>	48
Tabela 6.6 – Valor de parâmetros necessários para o cálculo das potências.	48
Tabela 6.7 – Dimensões do ressonador com diâmetro inicial arbitrário.	49
Tabela 6.8 – Valores das potências calculadas e do COP interno do sistema.	50
Tabela 6.9 – Propriedades de aço zincado [27].	51
Tabela 6.10 – Dimensões dos permutadores de calor frio e quente.	52
Tabela 6.11 – Propriedades dos permutadores de calor e do fluido interior.	54
Tabela 6.12 – Valores para cálculo dos coeficientes de convecção nos permutadores de calor.	55
Tabela 6.13 – Propriedades dos permutadores de calor.	56
Tabela 6.14 – Valores da potência calorífica máxima que cada permutador pode transferir até uma determinada temperatura de saída.	56
Tabela 7.1 – Propriedades do plástico ABS [28].	59
Tabela 7.2 – Dimensões dos poros retangulares do <i>stack</i>	60
Tabela 7.3 – Novos valores de potências.	62
Tabela 7.4 – Principais características do altifalante <i>Beyma</i> de referência 21SW1600Nd [30].	63
Tabela 7.5 – Novas dimensões dos permutadores de calor do pré-dimensionamento, para uma potência de aquecimento de 2000 W.	65
Tabela 7.6 – Estimativa do custo de construção do protótipo.	68
Tabela 7.7 – Valores de pressão média, frequência e pressão dinâmica.	68
Tabela 7.8 – Dimensões finais do ressonador.	69
Tabela 7.9 – Valores finais das potências.	69

Tabela 7.10 – Principais características do altifalante <i>Beyma</i> de referência 8P300Fe [31].	71
Tabela 7.11 – Novas dimensões dos permutadores de calor do pré-dimensionamento para uma potência de aquecimento de 215 W.	72
Tabela 7.12 – Estimativa do custo de construção do protótipo a uma escala mais pequena.....	74
Tabela 7.13 – Valores dos KPI's	75

Nomenclatura

Letras	Unidades SI	Descrição
a	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	Velocidade do som
A	m^2	Área
c	$\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	Calor específico
d	m	Diâmetro
D	—	Módulo de rigidez à flexão
e	m	Espessura
E	Pa	Módulo de <i>Young</i>
f	Hz	Frequência
g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	Aceleração gravítica
h	$\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$	Coefficiente de transferência de calor
I	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	Intensidade acústica
k	m^{-1}	Número de onda
K	$\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	Coefficiente de condutividade térmica
l	m	Metade da espessura das placas do <i>stack</i>
L	m	Comprimento
$LMTD$	K	Diferença de temperatura média logarítmica (<i>Log Mean Temperature Difference</i>)
Lp	dB	Nível de pressão sonora
Lw	dB	Nível de potência sonora
m	—	Parâmetro das alhetas dos permutadores de calor
N	—	Número inteiro natural
Nu	—	Número de Nusselt
p	Pa	Pressão
P	m	Perímetro
Pr	—	Número de Prandtl
\dot{Q}	W	Potência calorífica
r	m	Raio
R	—	Razão de pressão
Ra	—	Número de Rayleigh
S	m^2	Área de secção

SF	—	Fator de segurança (<i>Safety Factor</i>)
t	s	Tempo
T	°C	Temperatura
u	$m \cdot s^{-1}$	Velocidade das partículas na direção x
U	$W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$	Coefficiente global de transferência de calor
v	$m \cdot s^{-1}$	Velocidade
\dot{V}	$m^3 \cdot s^{-1}$	Caudal volúmico
w	m	Deslocamento transversal de uma superfície sujeita à flexão
\dot{W}	W	Potência
x	m	Posição das partículas na direção x
y_0	m	Metade do espaçamento entre placas do <i>stack</i>
y_1	m	Espaçamento entre alhetas dos permutadores de calor
α	$m^2 \cdot s^{-1}$	Coefficiente de difusividade térmica
β	K^{-1}	Coefficiente de expansão térmica
γ	—	Coefficiente politrópico
δ	m	Profundidade de penetração
λ	m	Comprimento de onda
μ	$kg \cdot (m \cdot s)^{-1}$	Viscosidade dinâmica
ν	—	Coefficiente de <i>Poisson</i>
ξ	m	Deslocamento das partículas na direção x
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	Massa volúmica
σ	Pa	Tensão de cedência
ν	$m^2 \cdot s^{-1}$	Viscosidade cinemática
φ	—	Porosidade volumétrica / Rácio de bloqueio
ω	$rad \cdot s^{-1}$	Frequência angular

Subscritos

Letras	Descrição
a	Parâmetro da alheta
c	Parâmetro do cobre, exceto para L que significa característico(a)
C	Frio (<i>Cold</i>)
CHE	Permutador de calor frio (<i>Cold Heat Exchanger</i>)
ext	Exterior
g	Parâmetro da água com 40 % de glycol

h	Parâmetro do hélio
H	Quente (<i>Hot</i>)
HHE	Permutador de calor quente (<i>Hot Heat Exchanger</i>)
HP	Bomba de calor (<i>Heat Pump</i>)
m	Valor médio
n	Normalizado
osc	Oscilação
p	Pressão constante
r	Reduzido
res	Ressonador
rms	Valor médio eficaz (<i>Root Mean Square</i>)
s	Parâmetro do <i>stack</i>
sup	Superfície
t	Parâmetro do tubo
$total$	Valor total
u	Útil
w	Parâmetro da água (<i>water</i>)
κ	Térmico
ν	Viscoso

Índice de conteúdos

Resumo	i
Abstract	iii
Agradecimentos.....	v
Lista de imagens	ix
Lista de tabelas	xiii
Nomenclatura	xv
1. Introdução	1
1.1. Apresentação da Bosch Termotecnologia SA.....	1
1.2. O Projeto Bombas de Calor na Empresa Bosch Termotecnologia SA.....	2
1.3. Motivação do Estudo e Dimensionamento de uma bomba de calor termoacústica no Projeto Bombas de Calor	2
1.4. Organização e Temas Abordados no Presente Relatório	3
2. Revisão teórica.....	5
2.1. Termodinâmica	5
2.2. Acústica.....	7
2.2.1. Ressonância	8
2.3. Escalas de comprimento importantes	9
2.4. Indicadores de performance.....	11
3. Bomba de calor termoacústica.....	13
3.1. Estado da arte.....	13
3.2. Princípio da termoacústica/funcionamento.....	16
3.2.1. Onda estacionária.....	16
3.2.2. Onda progressiva	17
3.3. Componentes constituintes de uma bomba de calor termoacústica	18
3.3.1. Altifalante	18
3.3.2. Stack.....	19
3.3.3. Permutadores de calor.....	20
3.3.4. Ressonador	21
4. Comparação de bombas de calor convencionais com termoacústicas	23
5. Conceitos de dimensionamento do sistema	27
5.1. Pressão média	27
5.2. Frequência	27
5.3. Pressão Dinâmica	27
5.4. Altifalante	28
5.5. Fluido de trabalho	28
5.6. Stack	29

5.6.1.	Material	29
5.6.2.	Geometria	30
5.6.3.	Espaçamento entre placas.....	31
5.6.4.	Comprimento e localização	32
5.7.	Ressonador	34
5.7.1.	Comprimento.....	34
5.7.2.	Diâmetro interno.....	34
5.7.3.	Perda de potência acústica	36
5.7.4.	Espessura	36
5.8.	Flange	36
5.9.	Permutadores de calor	38
5.9.1.	Permutador de calor frio.....	38
5.9.2.	Permutador de calor quente.....	44
6.	Pré-dimensionamento do sistema	45
6.1.	Fluido de trabalho, <i>stack</i> , altifalante e ressonador	46
6.2.	Flange Cega.....	50
6.3.	Permutadores de calor	51
7.	Construção de um protótipo	59
7.1.	Seleção de componentes	59
7.1.1.	Stack	59
7.1.2.	Ressonador.....	61
7.1.3.	Flanges	62
7.1.4.	Altifalante e amplificador	63
7.1.5.	Permutadores de calor.....	64
7.1.6.	Hélio.....	67
7.2.	Previsão do custo da construção do protótipo.....	68
7.3.	Novo dimensionamento do sistema para 200 W	68
7.3.1.	Pressão média, frequência e pressão dinâmica.....	68
7.3.2.	Ressonador.....	69
7.3.3.	Flanges	70
7.3.4.	Stack.....	70
7.3.5.	Altifalante e amplificador	70
7.3.6.	Permutadores de calor	72
7.3.7.	Hélio.....	74
7.4.	Previsão do custo da nova construção do sistema.....	74
7.5.	KPI's (<i>Key Performance Indicators</i>).....	75
7.6.	Colocação de sensores	78
7.6.1.	Termopares.....	78
7.6.2.	Transdutores de pressão	78
7.6.3.	Sonómetro	79
7.7.	Vedação	80
7.8.	Montagem	81
8.	Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros	83
	Referências e Bibliografia.....	85

1. Introdução

1.1. Apresentação da Bosch Termotecnologia SA

A Vulcano iniciou a sua atividade em Cacia, Aveiro, a 17 de Março de 1977. Dedicou-se à fabricação e comercialização de esquentadores a gás em Portugal, baseando o seu funcionamento num contrato de licenciamento com a Robert Bosch para a transferência da tecnologia utilizada pela empresa alemã para produção dos seus esquentadores.

Em 1983 a empresa introduz a marca Vulcano para o mercado Português e em apenas 2 anos, a torna-se líder no mercado de esquentadores em Portugal.

Em 1988 é a 2ª Empresa a obter a Certificação do Sistema de Qualidade. Com a aquisição da maioria do capital pelo Grupo Bosch, a fábrica Vulcano passa a integrar a divisão Termotécnica da Bosch, que transfere para Portugal competências e equipamento existentes iniciando um processo de especialização dentro do Grupo.

Em 1992 a Vulcano Termodomésticos SA atinge a liderança europeia de esquentadores a gás. Um ano depois, é criado um Centro de Investigação e Desenvolvimento (I&D) que permitiu à Vulcano ir apresentando sucessivas inovações no mercado a nível mundial. A Vulcano torna-se líder incontestada de mercado, reconhecida como a marca tecnologicamente mais evoluída, sendo este o fruto de uma bem sucedida estratégia de investimento em Investigação & Desenvolvimento. E em 1999 atinge a produção de mais de um milhão de esquentadores.

Como líder do mercado europeu desde 1992, e terceiro produtor mundial de esquentadores, a Vulcano Termodomésticos SA torna-se, em 2002, Centro de Competência com responsabilidade Mundial no Grupo Bosch do produto esquentador, estando sob a sua tutela a conceção e desenvolvimento de novos aparelhos bem como a sua fabricação e comercialização.

A designação social de Vulcano Termodomésticos S.A. foi alterada para BBT Termotecnologia Portugal S.A. a 1 de Fevereiro de 2007, alinhando-a desta forma com a designação do Grupo. A BBT Termotecnologia Portugal S.A. foi alterada para Bosch Termotecnologia S.A. a 1 de Janeiro de 2008, estabelecendo uma identificação clara como parte do Grupo. [1]

1.2. O Projeto Bombas de Calor na Empresa Bosch Termotecnologia SA

No mercado de equipamentos para produção de água quente sanitária em residências ainda predominam os tradicionais equipamentos que recorrem a combustíveis fósseis, ou a uma resistência elétrica. Apesar de serem sistemas relativamente simples em termos de construção e apresentarem custos de investimento relativamente baixos, do ponto de vista energético estes não são os mais eficientes ou mais ecológicos. Uma das alternativas aos tradicionais esquentadores, caldeiras e acumuladores elétricos são as bombas de calor.

As bombas de calor desenvolvidas pela Bosch Termotecnologia SA têm uma potência de 1,9 kW, com uma temperatura ambiente de 20°C, da qual apenas 0,6 kW provem de eletricidade para alimentar todos os seus componentes, desde o compressor ao ventilador. Os restantes 2,6 kW têm origem da energia do ar ambiente que rodeia a bomba de calor. Estes valores conduzem a uma redução do consumo de energia até 70% comparando com outros sistemas de água quente. As bombas de calor podem trabalhar 24 horas por dia e em qualquer dia do ano desde que a temperatura ambiente se mantenha num intervalo entre os -10°C e os 35°C. Os tanques têm uma capacidade de armazenar 270 litros, e de fornecer 400 litros de água a 40°C.

No entanto, desde 1989 que têm vindo a haver restrições quanto à utilização de CFC's e HCFC's, e ainda, nos tempos de hoje, se sabe que essas restrições serão mais severas no futuro. Estas proibições levam a investigar e desenvolver produtos que possam substituir os convencionais existentes no mercado, sendo as bombas de calor termoacústicas uma das alternativas.

1.3. Motivação do Estudo e Dimensionamento de uma bomba de calor termoacústica no Projeto Bombas de Calor

A bomba de calor é uma tecnologia que é utilizada para aquecer água, quer para consumo quer para sistemas de aquecimento de espaços. A sua grande vantagem é a disponibilidade de uma fonte fria “gratuita” (ar ambiente que rodeia o equipamento). Assim, a bomba de calor transfere a energia do ar para aquecer água, usualmente através de um ciclo de compressão de vapor.

No entanto, nas bombas de calor convencionais são exploradas as propriedades físicas da evaporação e condensação de um fluido refrigerante para permitir a transferência eficiente de energia térmica do ar para a água. Este conceito exige a utilização de refrigerantes, tipicamente HFC's, cujas propriedades contribuem para o aquecimento global e destruição da camada de ozono. Para combater estas desvantagens é necessário explorar outras tecnologias com menor impacto ambiental e capazes de cumprir com os requisitos de operação e de eficiência deste tipo de produto.

Este trabalho foca a refrigeração termoacústica com aplicação ao desenvolvimento de uma bomba de calor ar-água.

1.4. Organização e Temas Abordados no Presente Relatório

A presente dissertação tem como principal objetivo a apresentação de propostas para a possível construção de uma bomba de calor termoacústica para o aquecimento de águas sanitárias. Esta é uma área na qual não existe muita informação nem nenhuma máquina completamente desenvolvida, apenas existindo algumas teorias e poucos protótipos de baixa potência e cujo coeficiente de performance (COP) é baixo.

Durante a realização do trabalho será exposto o estado da arte da tecnologia, o que já foi feito e estudado e o que existe atualmente. Serão explicadas quais as vantagens desta tecnologia e o porquê do seu interesse, qual dos conceitos existentes é o melhor, qual o princípio de funcionamento dos sistemas termoacústicos e como podem ser aplicados em bombas de calor ar-água. Serão estudados todos os componentes de um sistema termoacústico para assim ser possível fazer um pré-dimensionamento de uma bomba de calor termoacústica.

Resumidamente a presente dissertação é composta pelos seguintes capítulos:

- No capítulo 1 é feita uma introdução ao trabalho realizado;
- No capítulo 2 faz-se uma breve revisão teórica de assuntos relacionados com o tema do trabalho;
- O capítulo 3 tem como conteúdo o estado da arte da tecnologia em estudo;
- No capítulo 4 é realizada uma comparação entre os dois tipos de bombas de calor, convencional e termoacústica;
- No capítulo 5 dá-se a conhecer os conceitos de dimensionamento do sistema;
- No capítulo 6 é realizado um pré-dimensionamento do sistema para uma potência de aquecimento de 2000 W;
- No capítulo 7, com base no atual mercado, é feita uma seleção de componentes e são refeitos alguns cálculos de ajustamento do sistema, para uma potência de aquecimento de 2000 W e de 200 W;
- O capítulo 8 trata-se de um breve texto de conclusão do trabalho e de uma proposta para trabalhos futuros.

2. Revisão teórica

2.1. Termodinâmica

Na termodinâmica existem diferentes tipos de ciclos. Cada ciclo é criado por vários processos termodinâmicos. O ciclo mais eficiente é o ciclo de Carnot ideal, onde existem dois processos isentrópicos e dois processos adiabáticos. Num diagrama, temperatura-entropia, este ciclo terá a forma de um retângulo, Figura 2.1.

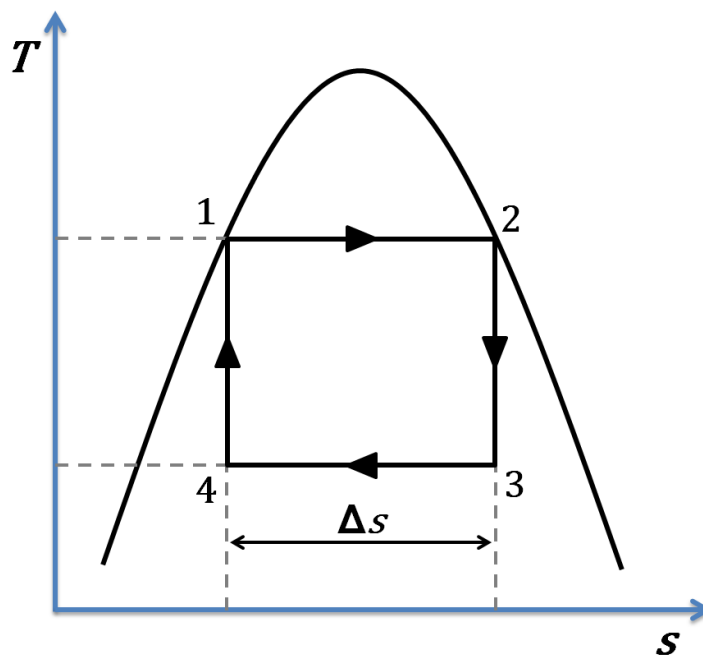


Figura 2.1 – Diagrama de temperatura-entropia do ciclo de Carnot.

Os ciclos termodinâmicos podem ocorrer em dois sentidos, positivo (sentido dos ponteiros do relógio) ou negativo (sentido contrário aos ponteiros do relógio). No sentido positivo é produzido trabalho enquanto que num ciclo negativo é necessário fornecer trabalho. Assim, os ciclos negativos são utilizados para aquecer um sistema em relação à temperatura ambiente (bomba de calor) ou para retirar energia térmica de um sistema para o manter mais frio do que o espaço envolvente (refrigerador).

Em baixo, Figura 2.2, pode-se observar esses dois ciclos.

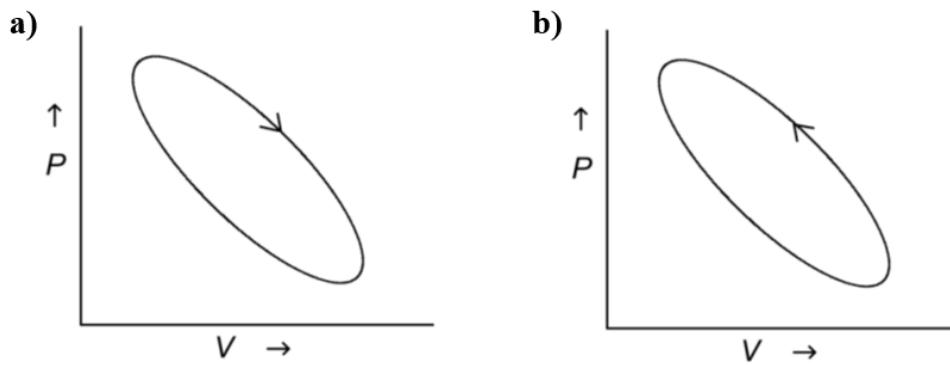


Figura 2.2 – Diagrama de pressão-volume de ciclo positivo (esquerda) e ciclo negativo (direita).

Relativamente aos ciclos termoacústicos para geração de calor, obviamente que estes se referem a ciclos negativos, sendo o trabalho fornecido na forma acústica. Swift [2], utilizando inicialmente um exemplo simples, onde uma placa sólida se encontra alinhada paralelamente à direção de uma onda estacionária, mostra que a mesma onda é modificada devido à presença da placa resultando de dois efeitos:

- uma troca de calor constante próximo à superfície da placa na direção da vibração acústica;
- a absorção da energia acústica perto da superfície da placa.

Na Figura 2.3, observa-se de forma simplificada o comportamento da pressão e da velocidade do fluido ao longo de um cilindro fechado com um pistão a oscilar numa das extremidades como se fosse um altifalante que produz ondas de pressão, estando em regime permanente com um estado de onda estacionária.

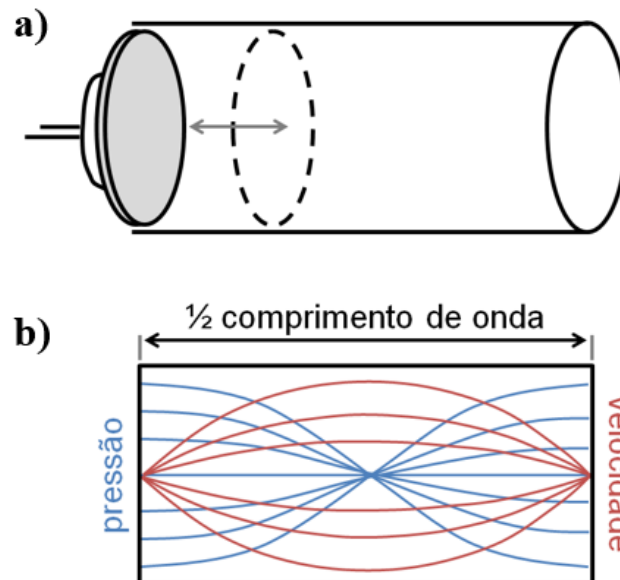


Figura 2.3 – Exemplo simplificado do comportamento da pressão e da velocidade do fluido ao longo de um cilindro fechado.

Neste caso a pressão atinge o máximo nas extremidades do tubo, enquanto que a velocidade máxima é verificada no centro do mesmo. Este fenómeno é explicado mais à frente no capítulo 2.2.

2.2. Acústica

Na física as ondas são normalmente ondas progressivas, que como o nome sugere, viajam pelo espaço progressivamente. Uma onda acústica progressiva tem uma componente de pressão e outra de velocidade que estão em fase.

Um tipo especial de onda são as ondas estacionárias. Quando uma onda acústica passa por um tubo existem duas situações, uma em que a extremidade final do tubo é aberta e outra em que a mesma extremidade é fechada. Na primeira situação a pressão dinâmica é zero, na segunda a velocidade da partícula é zero. A velocidade da partícula é a velocidade à qual as partículas do fluido oscilam.

Uma onda acústica dentro de um tubo reflete em ambas as extremidades, aberta e fechada. Dependendo da frequência e da amplitude, a onda refletida pode interferir com a onda que segue na direção original, criando a onda estacionária. Na Figura 2.4, observa-se a diferença entre a onda progressiva e a onda estacionária.

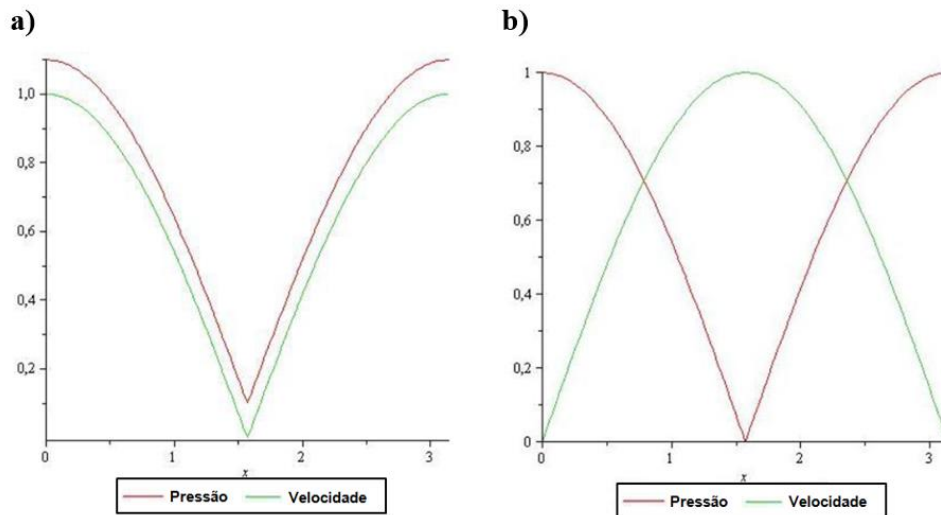


Figura 2.4 – Exemplo das diferenças das curvas de pressão e velocidade durante uma onda progressiva (esquerda) e uma onda estacionária (direita) em função da sua posição, adaptado de [3].

Uma onda estacionária pura tem 90° de diferença de fase no espaço entre a pressão e a velocidade. Como uma onda estacionária não viaja, não existe velocidade nas partículas do fluido. A intensidade acústica é o produto da pressão e da velocidade da partícula. Então, como as ondas estacionárias não têm velocidade também não existe intensidade acústica o que significa que não existe potência acústica, Eq. 2.1 [3].

$$I = p \cdot u \quad (2.1)$$

No entanto, na termoacústica não existem ondas estacionárias puras. Quando uma onda passa pelo *stack* dá-se uma mudança de pressão devido à transferência de calor e perdas no *stack*. A onda refletida tem agora mais ou menos energia do que a onda original dando origem a uma interferência imperfeita. Esta interferência imperfeita dá origem a um pequeno deslocamento na fase, pelo que a diferença de fase será na realidade entre 85° e 95°. Esta é a razão pela qual

as ondas estacionárias causam alguma velocidade nas partículas do fluido produzindo assim alguma potência acústica [3].

Para ondas estacionárias, a posição para qual a onda tem um valor mínimo absoluto (zero) é chamado de “nó”, e a posição à qual pertence o valor máximo absoluto é chamado de “anti-nó”, Figura 2.5.

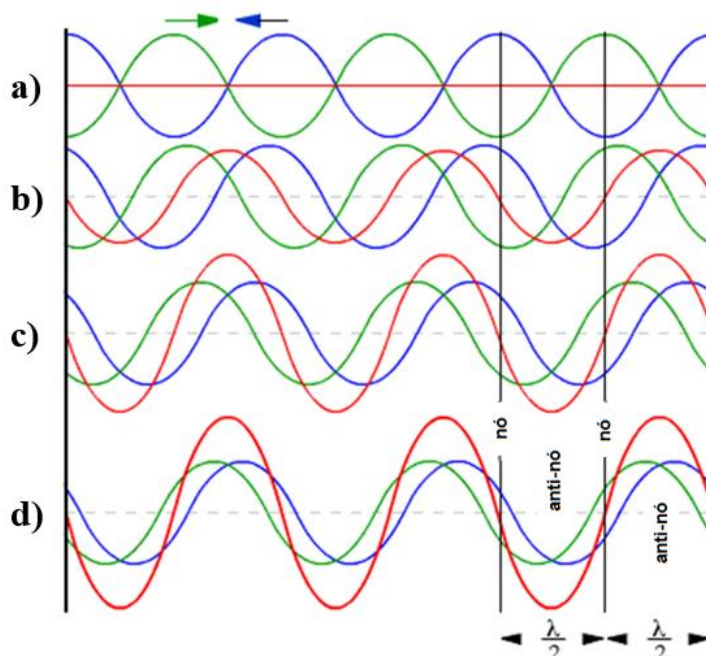


Figura 2.5 – Exemplo de geração de uma onda de pressão estacionária (vermelho), adaptado de [4].

Observando a figura 2.5, nota-se que a curva a vermelho (onda estacionária) é o somatório das curvas a azul e verde (ondas progressivas). A curva verde segue da esquerda para a direita enquanto que a curva azul segue no sentido oposto. Quando estas duas curvas se cruzam (positivo com positivo e negativo com negativo) a onda estacionária é gerada surgindo os nós e os anti-nós. Observa-se que, como já foi mencionado anteriormente, os nós têm sempre o valor mínimo absoluto (zero) da onda estacionária.

2.2.1. Ressonância

Existem frequências especiais às quais ocorrem interferências. Essas frequências são chamadas “frequência de ressonância”.

A ressonância existe quando um sistema tem tendência a oscilar a uma grande amplitude. Quando o amortecimento é pequeno, a frequência de ressonância é aproximadamente igual a uma frequência natural do sistema, é uma frequência que não força vibrações.

A frequência de ressonância para um tubo com duas extremidades rígidas é dada pelo quociente da velocidade do som no fluido com o comprimento de onda, Eq. 2.2 [3].

$$f = N \cdot \frac{a}{\lambda} \quad (2.2)$$

Para $N = 1$ obtém-se a frequência fundamental, para $N > 1$ obtêm-se sons harmónicos, Figura 2.6.

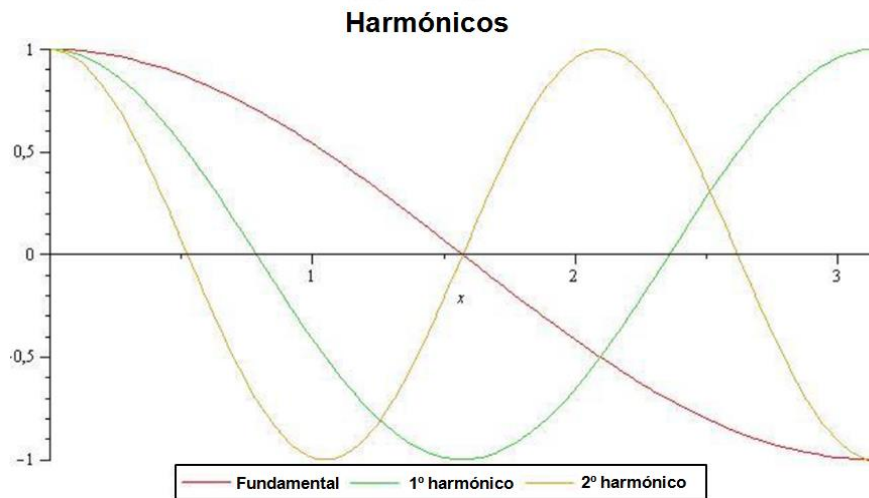


Figura 2.6 – Exemplo de frequência fundamental e as duas frequências dos seus primeiros dois tons harmónicos, adaptado de [3].

Para que se gere potência acústica, de forma mais eficiente, o dispositivo deve ser operado à frequência de ressonância fundamental [3].

2.3. Escalas de comprimento importantes

Antes de se poder explicar a termoacústica, é importante estar ciente de certas escalas de comprimento que são importantes para o desenvolvimento desta tecnologia.

Uma escala importante de comprimento ao longo da direção de propagação da onda é o comprimento de onda. O comprimento de onda no tubo é determinado pelo facto de este ser de extremidade aberta ou fechada.

Para um tubo com extremidades fechadas o seu comprimento pode ser calculado dividindo o comprimento de onda por dois, Eq. 2.3.

$$L = \frac{\lambda}{2} \quad (2.3)$$

O comprimento de onda está também relacionado com a frequência e com a velocidade do som no fluido, Eq. 2.4.

$$\lambda = \frac{a}{f} \quad (2.4)$$

Outra escala importante na direção do movimento do fluido é a amplitude de deslocamento. A distância percorrida por uma única partícula do fluido é o dobro da amplitude de deslocamento. A amplitude de deslocamento numa certa posição ao longo da direção de propagação da onda é dada pelo quociente da amplitude da velocidade com a frequência angular da onda, Eq. 2.5.

$$\xi_{osc} = \frac{u_{osc}}{\omega} \quad (2.5)$$

A amplitude de deslocamento é geralmente uma pequena fração do comprimento do *stack*. A Figura 2.7 exemplifica a variação de amplitude de deslocamento dependente da localização no ressonador. Como se pode observar, a amplitude de deslocamento é maior no meio (velocidade nos anti-nós) e menor nas extremidades rígidas (velocidade nos nós).

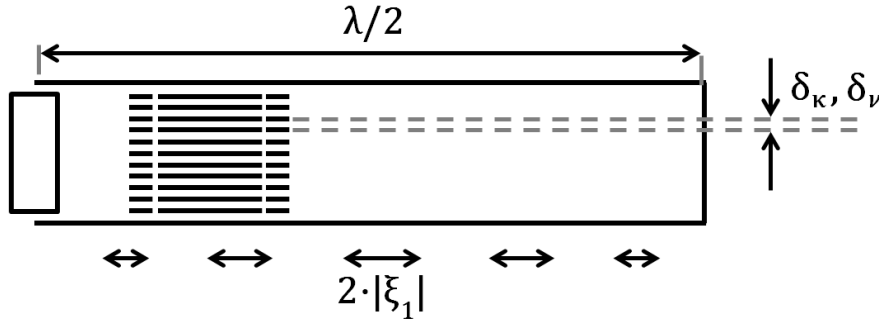


Figura 2.7 – Exemplo ilustrativo de algumas dimensões num sistema termoacústico de onda estacionária.

A velocidade das partículas é calculada em função da sua posição x dentro do tubo, e é dada pela Eq. 2.6.

$$u_{osc} = \frac{|p_{osc}|}{\rho_m \cdot a} \cdot \sin\left(\frac{x}{\lambda_r}\right) \quad (2.6)$$

Esta depende da amplitude da pressão, da massa volúmica média do fluido, da velocidade do som no fluido e do comprimento de onda reduzido.

Esta velocidade pode ser calculada também quando ambos os valores do caudal volúmico e da área de secção transversal forem conhecidos, Eq. 2.7.

$$u_{osc} = \frac{\dot{V}_{osc}}{A_{total}} \quad (2.7)$$

Perpendicular à direção do movimento do fluido, existem duas escalas importantes chamadas de profundidades de penetração térmica e viscosa.

A profundidade de penetração térmica é definida pela Eq. 2.8.

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2 \cdot K}{\rho_m \cdot c_p \cdot \omega}} \quad (2.8)$$

Esta é aproximadamente a distância pela qual o calor se pode difundir através do fluido durante um intervalo de tempo na ordem de $2 \cdot \omega^{-1}$.

E a profundidade de penetração viscosa é definida pela Eq. 2.9.

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu}{\rho_m \cdot \omega}} \quad (2.9)$$

Esta é aproximadamente a distância pela qual o momento é perdido durante um intervalo de tempo na ordem de $2 \omega^{-1}$.

Em distâncias muito maiores, do que essas profundidades de penetração, à fronteira sólida mais próxima, o gás têm muito pouco contato térmico e viscoso com as mesmas.

Os componentes de troca de calor em sistemas termoacústicos devem ter dimensões em ordem de δ_k de modo a haver troca de calor com o fluido de trabalho. No entanto a profundidade de penetração viscosa deve ser o mais pequena possível para assim se reduzir perdas por viscosidade.

O número de Prandtl é dado pelo quadrado do quociente entre a profundidade de penetração viscosa e térmica, Eq. 2.10, e aproxima a razão entre a viscosidade cinemática e a condutividade térmica do fluido, expressando a relação entre a difusão de quantidade de movimento e a difusão de quantidade de calor dentro do próprio fluido, sendo uma medida da eficiência destas transferências nas camadas limites hidrodinâmica e térmica. [5]

$$Pr = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k} \right)^2 \quad (2.10)$$

Na termoacústica este convém que seja pequeno pois, significa que, comparado à velocidade do fluido, o calor difunde-se muito facilmente. Para gases de uso corrente, este rácio costuma rondar o valor 1 [6].

2.4. Indicadores de performance

A performance das bombas de calor, denominado de coeficiente de performance ou COP (*Coefficient Of Performance*), representa a quantidade de energia que se pode obter na forma de calor, partindo de um dado input de energia elétrica.

O COP pode ter duas formas, de aquecimento e de refrigeração. Isto deve-se ao facto do *stack* da bomba de calor termoacústica poder ser utilizado para as duas funções. Por exemplo, num frigorífico o COP avaliado será a relação entre o calor que é removido do seu interior e a energia elétrica consumida.

No caso das bombas de calor para aquecimento de águas sanitárias, como o objetivo é aquecer a água, o COP é relação entre a energia fornecida à água e a energia total utilizada. Assim o COP_{hp} (COP da bomba de calor isolada) pode ser expresso da seguinte forma, pela Eq. 2.11.

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{total}} \quad (2.11)$$

Em que \dot{Q} é a potência calorífica bombeada pela bomba de calor no permutador de calor quente e \dot{W} é a potência elétrica fornecida ao sistema.

A primeira lei da termodinâmica diz que, Eq. 2.12.

$$\dot{U} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_H + \dot{W} \quad (2.12)$$

A energia interna do sistema \dot{U} é função de estado que cuja diferença entre o seu valor inicial e final do ciclo é zero, e então tem-se a Eq. 2.13.

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_C \quad (2.13)$$

E combinando com a equação 2.11 tem-se.

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_C} \quad (2.14)$$

Esta Eq. 2.14 dá a entender que o valor de COP será sempre superior à unidade.

O coeficiente de performance de Carnot, o COPC, é a máxima performance que a bomba de calor pode atingir teoricamente e é dado pela Eq. 2.15.

$$COPC = \frac{T_H}{T_H - T_C} \quad (2.15)$$

Onde T_H é a temperatura média do lado quente do *stack* e T_C é a temperatura média do lado frio do *stack*.

O coeficiente de performance relativo, o COPR, é dado pela Eq. 2.16.

$$COPR = \frac{COP}{COPC} \quad (2.16)$$

3. Bomba de calor termoacústica

3.1. Estado da arte

O fenómeno da termoacústica é conhecido desde o ano de 1850 quando Sondhauss, físico alemão, observou que se uma chama, a uma determinada temperatura constante, estiver direcionada perto da extremidade de um bolbo fechado então o ar dentro do tubo oscila espontaneamente produzindo um som característico do comprimento do tubo e do volume do bolbo, Figura 3.1. Quanto maior for a temperatura da chama mais intenso será o som produzido, no entanto Sondhauss nunca deu uma explicação para o fenómeno observado [7].

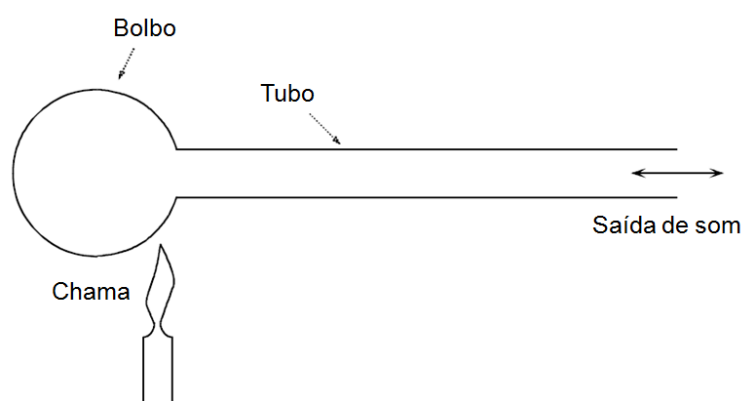


Figura 3.1 – Esquema de um tubo de Sondhauss, adaptado de [7].

Só em 1887, Lord Rayleigh deu uma explicação para as oscilações de Sondhauss. O seu critério para a produção de qualquer tipo de oscilações termoacústicas foi:

“Se é fornecido calor ao ar no momento de maior condensação ou retirado no momento de maior rarefação, há incentivo à vibração” [8]

Mais tarde em 1896, Rayleigh entendeu que a termoacústica se devia à interação da injeção de calor com a variação de massa volúmica.

O processo inverso da termoacústica, de gerar um gradiente de temperatura através da produção de oscilações acústicas, trata-se de um fenómeno mais recente estudado primeiramente em 1966 quando Gifford e Longsword demonstraram um processo de bombeamento térmico ao longo da superfície interior de um tubo fechado, em que os impulsos de pressão a baixa frequência eram sustentados, chamando ao dispositivo de transferência de calor de *“Pulse tube”*. [9]

Em 1975, Merkli e Thomann apontaram um efeito complementar observando um efeito de arrefecimento perto do anti-nó de velocidade de um tubo de ressonância acústica com uma das extremidades fechada e na outra um pistão oscilante. [10]

Desde há duas décadas, começou a haver um aumento de interesse no desenvolvimento de arrefecimento e aquecimento por processos termoacústicos com o objetivo de utilizar em aplicações domésticas, comerciais, militares e industriais. Este interesse e pesquisa aumentaram ainda mais quando se proibiu a produção de clorofluorcarbonetos (CFC's e HCFC's), pois os refrigeradores termoacústicos podem ser fabricados utilizando apenas gases inertes, que não são tóxicos nem contribuem para a diminuição da camada de ozono nem para o aquecimento global. [10]

Esta tecnologia parece ser promissora em relação à substituição de arrefecedores/aquecedores por compressão de vapor. Antes de isso ser possível, é necessário desenvolver a tecnologia para aumentar suficientemente a eficiência e a potência de modo a se justificar a sua aplicação. É ainda mais promissor o conceito de onda progressiva do que o de onda estacionária, pois é intrinsecamente mais eficiente. Por enquanto, ainda não se conseguiu produzir um bom exemplo utilizando a tecnologia de onda progressiva, embora esta aplicação utilizada em motores já tenha demonstrado uma eficiência impressionante. Um dos maiores obstáculos identificados é a falta de pessoas que estudem e tenham bases necessárias no âmbito da termoacústica. Não há nenhuma informação que negue a possibilidade de que algum dia se possa comercializar esta alternativa à compressão de vapor. [11]

Em 2001 foram feitos alguns estudos relativamente a refrigeradores termoacústicos mas para potências muito baixas. Nestes estudos, maioritariamente numéricos, para um pequeno sistema foi conseguido a partir de 3,76 W de potência gerar 4 W de potência de refrigeração, obtendo-se um COP de 1,06. Este valor de COP é calculado apenas com os valores das duas potências descritas e não conta com perdas nem com outros componentes necessários para o funcionamento do sistema. [12]

Em 2005 surgiu a ideia de se aproveitar calor de refinarias para gerar mais calor a partir de motores termoacústicos, com o objetivo de se poupar energia. Estes motores aproveitam o calor que seria desperdiçado para gerar uma forte onda acústica que será aproveitada pela bomba de calor, tal como se pode observar na Figura 3.2. [13]

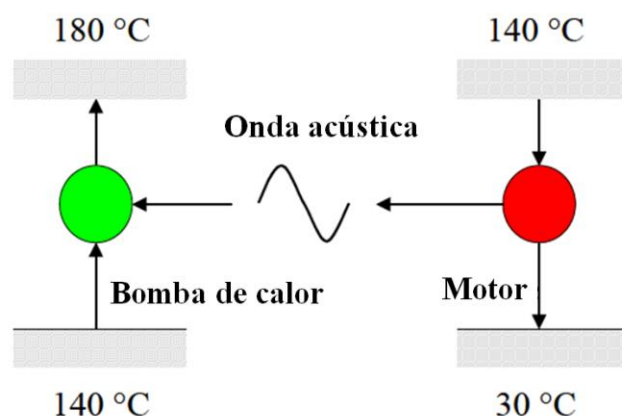


Figura 3.2 – Aumento da temperatura de calor desperdiçado a 140 °C a partir de um motor alimentado pelo mesmo calor, adaptado de [13].

Neste projeto, que chegou a ser desenvolvido, construído e testado, o fluido de trabalho é azoto a uma pressão média de 18 bar, e a amplitude de pressão varia entre 4 – 7 % da pressão média, dependendo das condições de carga. A potência de aquecimento foi registada num valor de 5000 W. [13]

O objetivo final seria construir o sistema numa escala de 1 MW, no entanto este teria uma dimensão gigante sendo mesmo pensada para aplicar em refinarias, Figura 3.3. [13]

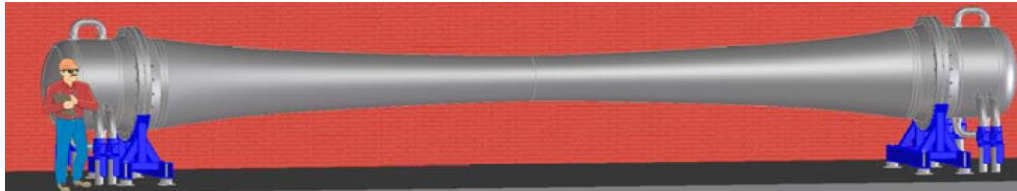


Figura 3.3 – Projeto de um recuperador de calor termoacústico à escala de 1 MW [13].

Em 2012, foi projetada, construída e testada, uma bomba de calor termoacústica alimentada por um motor termoacústico Stirling que por sua vez funciona a partir do calor de gases de escape. A experiência conseguiu demonstrar que a bomba de calor tinha a capacidade de bombear 250 W a 60 °C com uma razão de pressão de 3,6 %, e 200 W a 80 °C com uma razão de pressão de 3,5 %. O rendimento para ambos os casos foi cerca de 40 % do rendimento de Carnot. Estes resultados são encorajadores mas será necessário fazer mais estudos à escala real para uma melhor comparação com as convencionais bombas de calor. Outro aspeto a desenvolver neste estudo é as dimensões do sistema, deve ser considerada uma maneira de tornar o sistema mais compacto. [14]

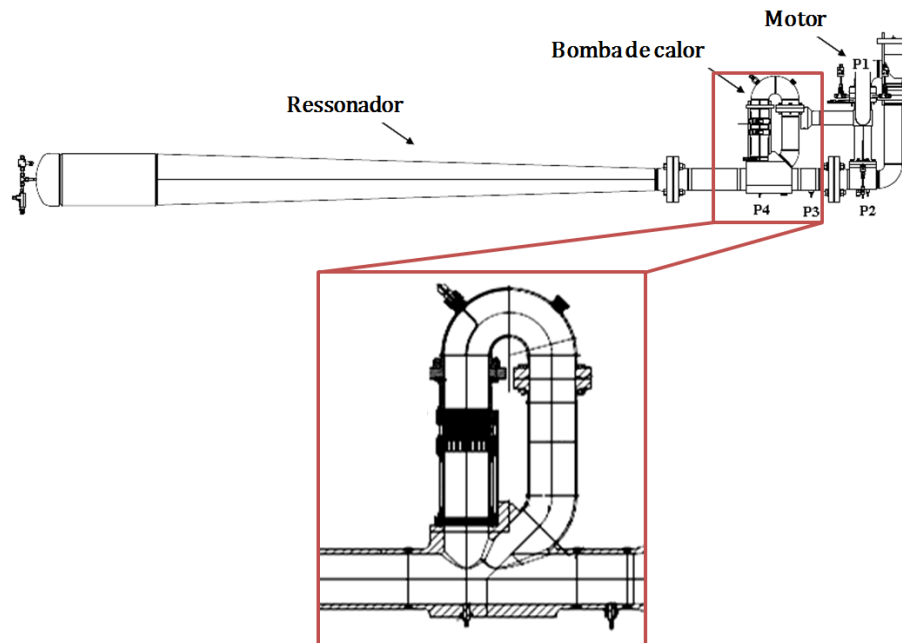


Figura 3.4 – Esquema de um protótipo de uma bomba de calor termoacústica de onda progressiva, adaptado de [14].

Este protótipo tem um comprimento de aproximadamente 3,5 m o que causa algum desinteresse no âmbito da hipótese de ser aplicado em instalações domésticas. Para além

desse problema, este conceito implica a utilização de mais componentes e por consequente um aumento no custo de produção. [14]

3.2. Princípio da termoacústica/funcionamento

A tecnologia termoacústica pode ser utilizada para gerar calor. Isto utilizando potência acústica que, através de ondas sinusoidais a uma determinada frequência constante, e atuando num determinado gás inerte a uma determinada pressão, provoca o deslocamento de partículas e ao mesmo tempo um perfil de alta e baixa pressão. Essas partículas ao comprimirem e expandirem vão, respetivamente aquecer e arrefecer, permitindo que deste modo, haja transferência de calor. Se a fase de tempo entre a diferença de pressão gerada e o deslocamento das partículas for correto, o gás pode transferir calor de um permutador de calor de temperaturas mais baixas para um permutador de calor de temperaturas mais altas através de um componente, denominado de *stack*, que permite o armazenamento temporário do calor e a geração de um gradiente de temperatura. Para isso este material deve ter um baixo coeficiente de condutividade térmica e deve ter uma estrutura específica para otimizar a transferência de calor. Mais à frente no capítulo 3.3.2, este tema, será mais aprofundado.

Este princípio pode ser aplicado em dois tipos de conceitos, onda estacionária (*standing wave*) ou onda progressiva (*travelling wave*). Este último é comparado ao ciclo *Stirling*, pois a fase de tempo entre a pressão e a velocidade é igual, tal como acontece em motores *Stirling* e bombas de calor termoacústicas. [11]

3.2.1. Onda estacionária

O conceito de onda estacionária é gerar calor útil transferindo calor de um permutador de calor de temperaturas mais baixas para um permutador de calor de temperaturas mais altas. A transferência de calor requer que haja entrada de trabalho na forma de potência acústica através de um altifalante colocado numa das extremidades do tubo de ressonância. O permutador de calor de temperaturas mais baixas absorve calor do exterior e o permutador de calor de temperaturas mais altas rejeita calor para o exterior, Figura 3.5.

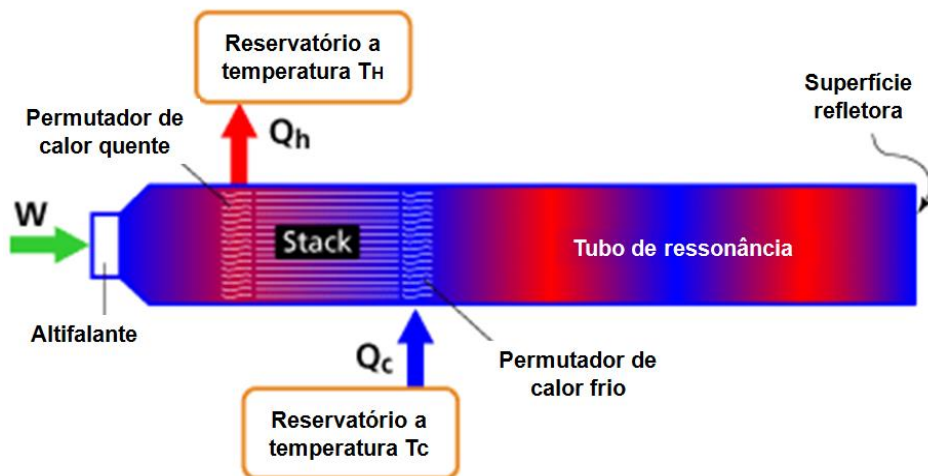


Figura 3.5 – Exemplo de uma bomba de calor termoacústica de onda estacionária, adaptado de [15].

Pode-se observar na Figura 3.6, abaixo, um esquema que permite perceber melhor todo este conceito através da análise de uma partícula.

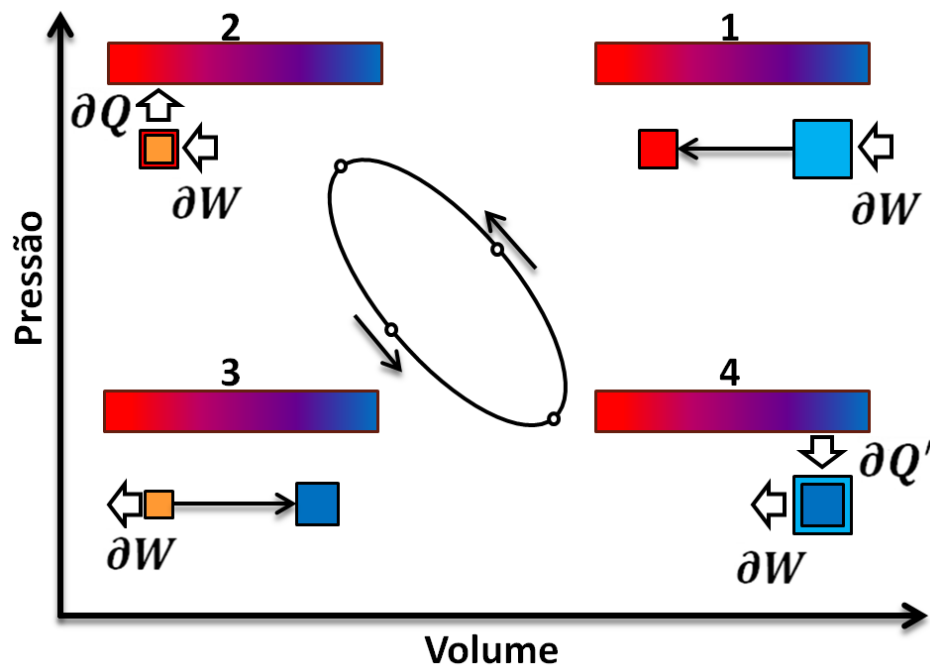


Figura 3.6 – Ciclo termoacústico de uma partícula de fluido no *stack*.

Este processo de geração de calor pode ser descrito pelos seguintes passos mencionados na figura 3.6:

- (1) A pressão aumenta provocando compressão e deslocamento da partícula para a esquerda;
- (2) A partícula ao comprimir aumenta de temperatura e transfere calor para o exterior;
- (3) A pressão diminui provocando expansão e deslocamento da partícula para a direita;
- (4) A partícula ao expandir diminui de temperatura e recebe calor do exterior.

Individualmente as partículas de gás deslocam-se segundo uma pequena fração do comprimento do *stack*, mas combinando todas as ações de todas as partículas é possível transferir calor ao longo de todo o *stack*.

3.2.2. Onda progressiva

Ao contrário do conceito de onda estacionária, onde a pressão e a posição das partículas estão substancialmente em fase, no conceito de onda progressiva é a pressão e a velocidade que estão substancialmente em fase. Isto implica uma rede acústica mais complexa do que um simples ressonador como utiliza o conceito da onda estacionária, como se pode observar na Figura 3.7.

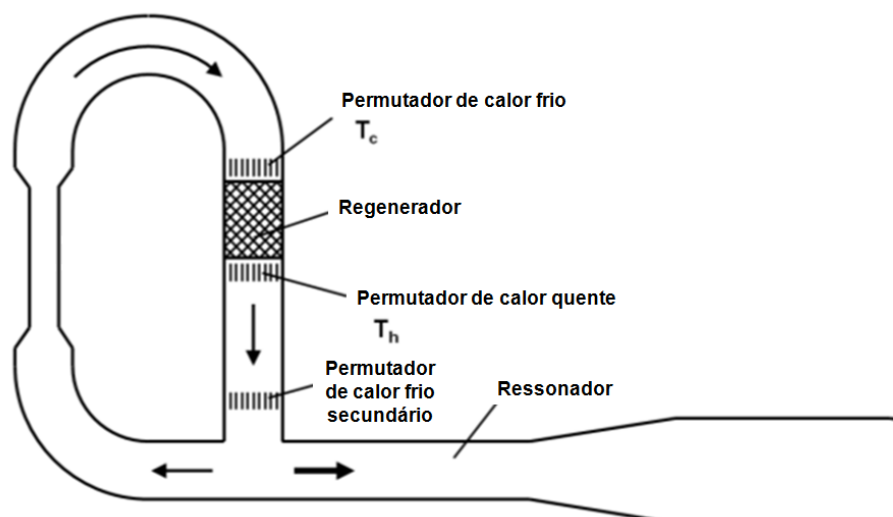


Figura 3.7 – Esquema de uma bomba de calor termoacústica de onda progressiva, adaptado de [16].

Uma outra diferença entre os dois conceitos é que o conceito da onda progressiva utiliza um regenerador em vez do *stack*, e para além dos permutadores de calor tem mais um permutador de calor frio secundário.

Neste caso, o ciclo da bomba de calor pode também ser explicado imaginando uma partícula individual de um fluido. A partícula é comprimida adiabaticamente num espaço fora do regenerador por ondas de pressão, aquecendo imediatamente. Enquanto a partícula é deslocada e entra no lado mais quente do regenerador, esta transfere calor para o permutador de calor quente. Seguidamente a partícula expande adiabaticamente e consequentemente arrefece. A partícula descola-se para o ponto inicial através do regenerador onde absorve calor no permutador de calor frio. O transporte de calor é causado devido à partícula do fluido transferir e absorver a mesma quantidade de calor em cada um dos lados do regenerador.

A expansão e contração térmica que têm lugar dentro do regenerador anulam-se uma à outra, o que significa que durante cada processo não existe transferência de calor dentro do regenerador. Ao contrário dos dispositivos que têm *stack*, onde o deslocamento de uma partícula do fluido é uma pequena fração do comprimento do *stack*, nos dispositivos que têm um regenerador, as partículas do fluido são deslocadas totalmente ao longo do regenerador e dos permutadores de calor para operar adequadamente. [11]

3.3. Componentes constituintes de uma bomba de calor termoacústica

3.3.1. Altifalante

O altifalante é um dispositivo que gera, a uma determinada frequência, ondas sonoras que por sua vez permitem que se crie uma diferença de pressão ao longo do seu percurso. Essas ondas são consideradas longitudinais, ou seja, que se deslocam principalmente na direção da propagação, ao contrário da onda transversal, que possui um deslocamento perpendicular à de propagação.

A propagação de uma onda gera regiões de compressão e expansão no fluido, no qual a onda se propaga, criando diferenças de pressão na direção de propagação, Figura 3.8.

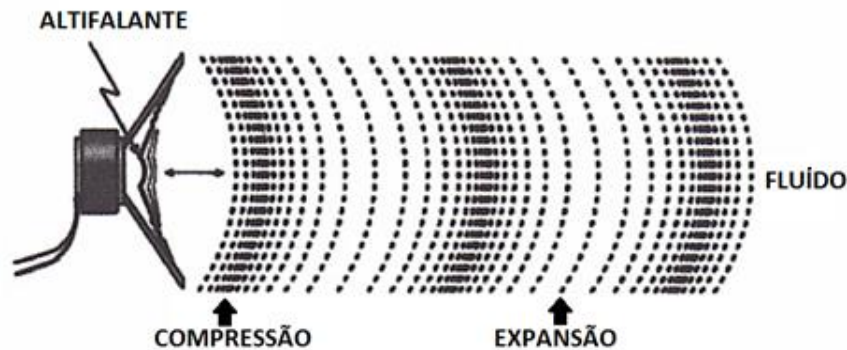


Figura 3.8 – Diferenças de pressão criadas por ondas longitudinais, adaptado de [17].

O altifalante deve ser ligado a um amplificador de modo a que seja possível gerar a frequência desejada. Este também deve apresentar uma geometria favorável à vedação entre o ressonador e a câmara do altifalante.

3.3.2. *Stack*

O *stack* pode ser usado para converter potência calorífica em potência acústica assim como o contrário. Este fenómeno depende de certos aspetos do *stack* como as propriedades do material, as suas dimensões e a sua posição dentro do tubo.

O material do *stack* deve ter um elevado calor específico e uma alta condutividade térmica na direção perpendicular à superfície do ressonador, pois o bombeamento de calor requer armazenamento de calor, na direção paralela à superfície do tubo a condutividade térmica deve ser muito baixa pois é necessário para minimizar as perdas por condução do lado quente para o lado frio do *stack*. Assim fica claro que um material com propriedade térmica anisotrópica será o melhor.

As dimensões mais importantes para o *stack* são o seu comprimento, o gradiente de temperatura, e a sua área da secção transversal, que determina quantas ondas sonoras são perturbadas. A área de secção transversal para o gás comparada com a área total disponível na mesma secção é chamada de porosidade volumétrica ou rácio de bloqueio da peça. A espessura das paredes ou das placas e o espaçamento entre elas também determinam a capacidade calorífica e a condutividade. Percebe-se então que todos estes fatores são determinantes para a eficiência. [3]

De entre diferentes geometrias, é possível fabricar um *stack* de placas paralelas, onde a espessura das placas e o espaçamento entre elas são dimensões importantes, Figura 3.9.

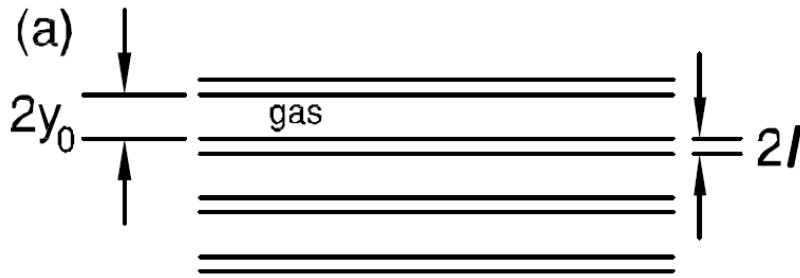


Figura 3.9 – Exemplo das dimensões de um *stack* de placas paralelas [18].

A expressão da porosidade volumétrica para este tipo de stacks é dada pela Eq. 3.1.

$$\varphi = \frac{A_{fluid}}{A_{total}} = \frac{y_0}{y_0 + l} \quad (3.1)$$

Outros *stacks* podem ter poros retangulares, onde as dimensões importantes são o espaçamento a , o comprimento b e a espessura das paredes l , Figura 3.10.

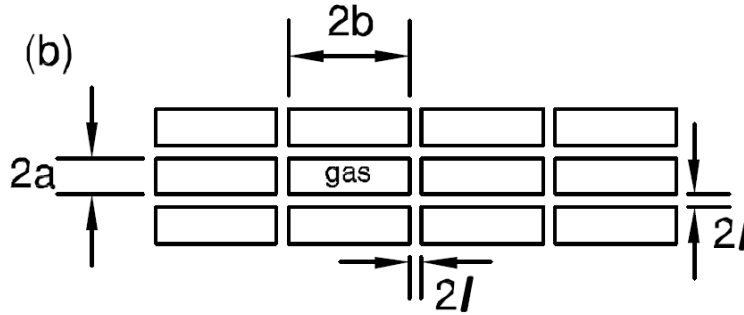


Figura 3.10 – Exemplo das dimensões de um *stack* de poros retangulares [18].

Para este caso a porosidade volumétrica é dada pela Eq. 3.2.

$$\varphi = \frac{A_{fluid}}{A_{total}} = \frac{a \cdot b}{(l + a) \cdot (l + b)} \quad (3.2)$$

3.3.3. Permutadores de calor

Os permutadores de calor são necessários para transferir calor para dentro e para fora do sistema. Existem diferentes tipos de permutadores de calor para todos os tipos de aplicações, no entanto não são muito comuns para este caso. O desafio fundamental do projeto é proporcionar um bom contato térmico entre os fluxos ao causar uma queda de pressão mínima. Os permutadores de calor para dispositivos termoacústicos devem ter uma boa condutividade térmica e uma área suficiente para transferir calor.

Como um *stack*, o rácio de bloqueio é também importante para permutadores de calor, uma vez que as ondas sonoras devem ser perturbadas o mínimo possível. As fórmulas utilizadas para calcular a taxa de bloqueio para o *stack* também podem ser aqui aplicadas caso os permutadores de calor sejam em placas paralelas ou poros retangulares [3].

3.3.4. Ressonador

O ressonador é um tubo onde as ondas sonoras se propagam e refletem. Este é dimensionado de modo a que o comprimento, peso e forma sejam ótimos e para que as perdas sejam mínimas. O ressonador deve ser compacto, leve e suficientemente forte. A sua forma e comprimento são determinados pela frequência de ressonância e pelo mínimo de perdas nas suas paredes. [12]

A secção transversal do tubo de ressonância é normalmente circular para minimizar o perímetro interior do tubo para uma dada área de secção transversal, minimizando assim a total dissipação à superfície.

O comprimento total do tubo é igual à metade do comprimento de onda, Eq. 3.3.

$$L = \frac{\lambda}{2} \quad (3.3)$$

A energia dissipada no ressonador, por ser reduzida através de uma suave e variável secção transversal, prevenindo a criação de harmónicos.

Outro fator importante no desenvolvimento de um ressonador é a segurança, uma vez que forças mais elevadas podem ser obtidas mediante o aumento da pressão média, assim as paredes do ressonador deverão ter uma certa espessura mínima [3].

4. Comparação de bombas de calor convencionais com termoacústicas

Neste capítulo é feita uma pequena comparação de bombas de calor termoacústicas com bombas de calor convencionais. São indicadas as vantagens e desvantagens de cada uma das bombas assim como valores de potência, eficiência, consumos e custos.

As bombas de calor convencionais empregam o mesmo princípio que um frigorífico ou um ar condicionado, com a diferença de que enquanto o frigorífico retira o calor do seu interior (fonte fria), colocando-o no ambiente à sua volta (fonte quente), a bomba de calor retira-o da fonte fria (o ar ambiente, o solo, ou uma massa de água) para o depositar na fonte quente (o ar interior ou reservatório de água). Esta transferência de calor é assegurada pela compressão e expansão de um fluido refrigerante, por meio do ciclo termodinâmico denominado ciclo de compressão de vapor, [19]. Sendo assim, uma bomba de calor consegue ser uma máquina energeticamente muito eficiente, devido à sua capacidade de “bombear” energia ao custo de um input elétrico mais baixo que a energia que é libertada na fonte quente.

A bomba de calor por compressão de vapor para aquecimento de água tem como fonte fria o ar que a rodeia e como fonte quente a água que vai ser aquecida. O que já foi dito anteriormente em relação às bombas de calor em geral, também é válido para a bomba de calor para aquecimento de água, ou seja, esta é uma tecnologia consolidada tanto no setor residencial como no comercial, devido principalmente ao seu elevado coeficiente de performance.

Apesar de existirem bombas de calor para o mercado residencial há mais de vinte anos, a sua cota de mercado tem sido bastante reduzida devido ao seu elevado custo do investimento, [19]. Recentes evoluções tecnológicas aliadas a incentivos governamentais fazem com que as bombas de calor para aquecimento de água possam vir a ter um papel crucial no aquecimento das águas sanitárias.

A Figura 4.1 mostra uma bomba de calor para aquecimento de água sanitária da marca Vulcano de 2ª geração (grupo BOSCH) onde se pode fazer uma observação dos principais componentes. É com base neste aparelho que foram efetuadas comparações a uma bomba de calor termoacústica.



Figura 4.1 – Exemplo de uma bomba de calor convencional.

Relativamente às bombas de calor termoacústicas, como já foi falado em capítulos anteriores, estas só existem como protótipos e mesmo estes são dimensionados para baixas potências. Observando agora um exemplo de uma bomba de calor termoacústica, Figura 4.2, nota-se rapidamente a diferença de componentes.

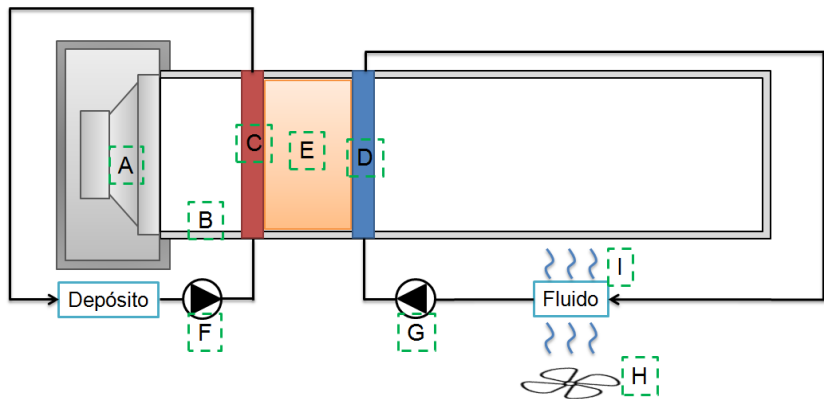


Figura 4.2 – Exemplo ilustrativo de uma bomba de calor termoacústica (onda estacionária).

Na legenda a seguir, na Tabela 4.1, estão identificados os respetivos componentes.

Tabela 4.1 – Legenda da Figura 4.1 e da Figura 4.2.

Componentes			
1	Válvula de expansão	A	Altifalante
2	Limitador de alta pressão	B	Ressonador
3	Entrada de ar	C	Permutador de calor quente
4	Condensador	D	Permutador de calor frio
5	Bomba de água	E	Stack
6	Compressor	F	Bomba de água
7	Evaporador	G	Bomba de água
8	Saída de ar	H	Ventilador
9	Monitor LCD	I	Permutador ar-fluido

A seguir, na Tabela 4.2, são apresentadas várias características dos dois tipos de bomba de calor, como as vantagens e desvantagens, potências, tempos de aquecimento e custos.

Tabela 4.2 – Comparação dos dois tipos de bomba de calor.

Bombas de calor		
	<i>Convencional</i> ¹	<i>Termoacústica</i> ²
Vantagens	<ul style="list-style-type: none"> • Flexibilidade no transporte, manuseamento e instalação; • Baixa carga de refrigerante; • Depósito e módulo disponíveis em separado; • Fácil e rápida manutenção/reparação; • Grande eficiência energética. 	<ul style="list-style-type: none"> • Poucas partes móveis; • Potência de entrada variável; • Possível alcance de altas temperaturas; • Uso de gases nobres.
Desvantagens	Uso de HFC's	Ressonador selado hermeticamente; Tecnologia pouco desenvolvida; Difícil isolamento de ruído.
Potência calorífica	1,92 kW	1,93 kW
Potência elétrica	0,6 kW	1,37 kW ³
COP	3,2	1,41
Tempo de aquecimento	8,48 h	7,5 h ⁴
Custo eletricidade (s/ IVA)	0,0946 €/kWh ⁵	
Custo de aquecimento (s/ IVA)	0,481 €	0,972 €

¹ Valores retirados do manual técnico da bomba de calor mencionada previamente, segundo a norma EN16147, ciclo XL, temperatura do ar 15 °C, aquecimento de água de 10 °C a 54 °C, $T_{ref} > 52,5$ °C, para um tanque de 270 litros.

² Valores de potências obtidos a partir dos cálculos efetuados no capítulo 6. Temperatura do fluido de refrigeração a 15°C, aquecimento de água de 10°C a 50°C, para um tanque de 270 litros.

³ Apenas está a ser contabilizada a potência necessária do altifalante. Este valor na realidade será mais elevado devido à potência requerida para o amplificador e ainda outros componentes elétricos, diminuindo o valor do COP.

⁴ O tempo de aquecimento é obtido segundo o gráfico da Figura 7.18 e são contabilizadas as perdas caloríficas do depósito (valor médio), iguais ao depósito da bomba de calor convencional.

⁵ Valor retirado do tarifário bi-horário da EDP, tarifa noturna, atualizado em Maio de 2014.

5. Conceitos de dimensionamento do sistema

5.1. Pressão média

A potência num sistema termoacústico é tanto maior quanto maior for a pressão média p_m , assim será mais favorável que essa pressão seja o maior possível. Esse valor pode ser determinado com base na resistência mecânica do ressonador. Por outro lado a profundidade de penetração térmica, δ_k , é inversamente proporcional à raiz quadrada de p_m , o que faz com que, um valor elevado da pressão média resulte um valor pequeno para δ_k e um pequeno espaçamento entre as placas do *stack*, causando dificuldade na sua construção. Outra questão é o facto de que quanto maior for a pressão maior é a massa volúmica do fluido de trabalho o que faz com que o deslocamento das partículas diminua.

Tendo estes efeitos em consideração e comparando com a literatura, a pressão média utilizada deve ter um valor entre 2 e 10 bar.

5.2. Frequência

A frequência a utilizar num sistema termoacústico deverá ser alta, pois a potência aumenta linearmente com o aumento de frequência. Por outro lado, δ_k é inversamente proporcional à raiz quadrada da frequência que mais uma vez implica um pequeno espaçamento entre as placas do *stack*.

Um compromisso entre estes dois efeitos e o facto da ressonância no altifalante ter de ser igual à ressonância no ressonador para alta eficiência, a frequência pode variar entre 300 e 400 Hz.

5.3. Pressão Dinâmica

A amplitude da pressão dinâmica p_0 é determinada pela capacidade do altifalante, dependendo do valor de decibel produzido. O decibel é uma unidade logarítmica que indica a proporção de uma quantidade física (geralmente energia ou intensidade) em relação a um nível de referência especificado ou implícito. Neste caso, define-se uma razão de pressão R , adequada e a partir desse ponto retira-se o valor da amplitude de pressão dinâmica pela

Eq. 5.1, para se obter o número de decibel necessário recorre-se também a uma relação de pressões, dada pela Eq. 5.2.

$$R = \frac{p_0}{p_m} \quad (5.1)$$

A razão de pressão R é a razão entre a amplitude de pressão e a pressão média do sistema cujo valor entra em equações de cálculo de potências. Este assunto será visto mais adiante no capítulo 5.7.

$$L_p = 20 \times \log_{10} \left(\frac{p_{rms}}{2 \times 10^{-5}} \right) \quad (5.2)$$

Onde p_{rms} é o valor de pressão média eficaz, e por se tratar de onda sinusoidal, o valor de amplitude de pressão é dado pela Eq. 5.3. [20]

$$p_{rms} = \frac{p_0}{\sqrt{2}} \quad (5.3)$$

A pressão dinâmica é limitada por dois fatores, a força máxima do altifalante e a não-linearidade. Para que não ocorram não-linearidades, o número Mach, definido pela Eq. 5.4, é limitado a um valor de $M < 0,1$ para os gases.

$$M = \frac{p_0}{\rho_m \cdot a^2} \quad (5.4)$$

5.4. Altifalante

O altifalante torna-se muito importante quando se verifica que parte da geometria dos permutadores de calor depende do mesmo. Isto porque a largura dos permutadores depende do deslocamento das partículas do fluido de trabalho numa determinada posição do ressonador que dependerá da amplitude de pressão que é gerada pelo altifalante dependendo da quantidade de decibel produzidos.

Os altifalantes comuns disponíveis no mercado produzem em média cerca de 100 dB. Para este número de decibel e seguindo a equação (5.2, do capítulo 5.3), verifica-se que apenas se consegue uma pressão dinâmica de $p_0 = 2 \text{ Pa}$, e, por consequente, uma variação de temperatura na ordem dos 0,005 °C (em condições ambiente). Para se atingir variações de temperatura consideradas desejadas será necessário algo que produza cerca de 170 dB. Este número de decibel provoca uma variação de pressão de aproximadamente 6324,5 Pa.

5.5. Fluido de trabalho

Para se escolher o fluido de trabalho fez-se uma análise às características de alguns gases de modo a que se selecione o mais apropriado para o funcionamento do sistema termoacústico.

Essas características foram obtidas para uma temperatura média, $T_m = 20\text{ °C}$ e uma pressão média, $p_m = 200\text{ kPa}$. Pode-se observar essa análise na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Propriedades de alguns fluidos a uma $T_m = 20\text{ °C}$ e $p_m = 200\text{ kPa}$.

Fluido	α [m · s ⁻¹]	ρ [kg · m ⁻³]	c_p [J · (kg · K) ⁻¹]	K [W · (m · K) ⁻¹]	μ [kg · (m · s) ⁻¹]	Pr
<i>Ar</i>	343	2,377	1004	0,02514	$1,825 \times 10^{-5}$	0,729
<i>Hélio</i>	1008	0,328	5193	0,1536	$1,962 \times 10^{-5}$	0,663
<i>Azoto</i>	349,2	2,30	1043	0,02551	$1,759 \times 10^{-5}$	0,719
<i>Néon</i>	449,2	1,654	1031	0,04878	$3,155 \times 10^{-5}$	0,667
<i>Árgon</i>	319,1	3,282	522,9	0,01753	$2,232 \times 10^{-5}$	0,666
<i>Xénon</i>	175,1	10,89	162	0,005546	$2,281 \times 10^{-5}$	0,666

O fluido de trabalho mais apropriado é o hélio. A razão para esta escolha deve-se à velocidade de propagação do som ser maior, que permite que para uma frequência de 300 a 400 Hz o sistema não se torne muito pequeno geometricamente, tem um maior coeficiente de condutividade térmica, que sendo proporcional à profundidade de penetração térmica, é melhor pois permite um maior afastamento das placas do *stack*, e é de baixa massa volúmica, o que facilita o projeto dos permutadores de calor devido ao facto do deslocamento das partículas ser maior quanto menor for a massa volúmica do fluido de trabalho.

5.6. Stack

O *stack* é um dos componentes mais importantes de um sistema termoacústico. Este pode ser produzido com diferentes materiais e geometrias. Sem o *stack*, não haveria transferência de calor no sistema, sendo este fenómeno o principal fundamento da termoacústica.

5.6.1. Material

O material do *stack* possui características importantes para o bom funcionamento do sistema. Este deve ter um baixo coeficiente de condutividade térmica, pois a transferência de calor através do *stack* entre o lado frio e o lado quente deve ser minimizada de modo a manter a diferença de temperatura. Além disso, o material também deve ter um elevado calor específico, de modo a haver maior transferência de calor do *stack* para o fluido e vice-versa.

Deste modo, o material do *stack* deve ser um material cerâmico ou plástico, mantendo um determinado gradiente de temperatura no *stack*.

Na Tabela 5.2 é possível observar as características de alguns materiais mencionados na literatura para o fabrico do *stack*.

Tabela 5.2 – Propriedades de possíveis materiais para a construção do *stack*.

Propriedade	Celcor Ceramic	Reticulated Vitreous Carbon	Mylar Polyester Film	Unidade
Massa volúmica	2500	49,5	1390	[kg · m ⁻³]
Calor específico	1000	1260	1170	[J · (kg · K) ⁻¹]
Condutividade térmica	1,46	0,004	0,16	[W · (m · K) ⁻¹]
Espessura	0,09	N/A	0,03	[mm]

À primeira vista entende-se que o material escolhido seria o *Reticulated Vitreous Carbon*, no entanto este material apresenta uma estrutura não uniforme, o que implicaria um mau rendimento do sistema, pois as partículas do fluido não teriam a mesma liberdade para se deslocarem. Deste modo que o material mais adequado será o *Mylar Polyester Film*.

5.6.2. Geometria

Existem diversas geometrias possíveis para o *stack*, desde placas paralelas, poros circulares, poros triangulares ou em conjunto de pequenos tubos paralelos ao ressonador. A geometria do *stack* pode ser expressa pela função de Rott, f_k . Esta função é dada para algumas das geometrias mencionadas na literatura [2]. A Figura 5.1, mostra a parte real e a parte imaginária de f_k em função do quociente entre o raio hidráulico, r_h , e a profundidade de penetração térmica, δ_k . O raio hidráulico é definido pelo quociente entre a área de secção transversal e o perímetro do canal.

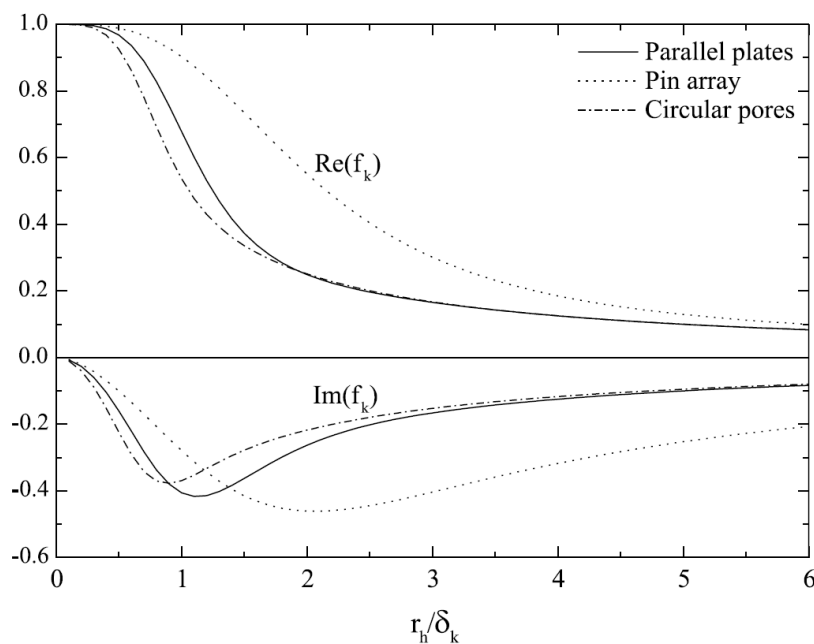


Figura 5.1 – Eficiência real e imaginária da função de Rott em função do quociente entre o raio hidráulico e a profundidade de penetração térmica para diferentes geometrias do *stack* [2].

Como se pode observar, na figura 5.1, a geometria de tubos paralelos ao ressonador (*pin array*) será a melhor, no entanto esta dificulta a conceção do *stack*. Assim, fará mais sentido escolher a geometria de placas paralelas em que o diâmetro hidráulico é igual ao espaçamento entre as placas.

A razão pela qual a eficiência do *stack* é diferente para diferentes geometrias é devido a maiores ou menores perdas por atrito viscoso.

O *stack* mesmo tendo uma geometria de placas paralelas continua a ser de construção de complexa, então será melhor adotar uma geometria em espiral com se pode observar na Figura 5.2. Esta geometria é sugerida pela literatura [6], e adapta-se aos mesmos cálculos da geometria de placas paralelas.

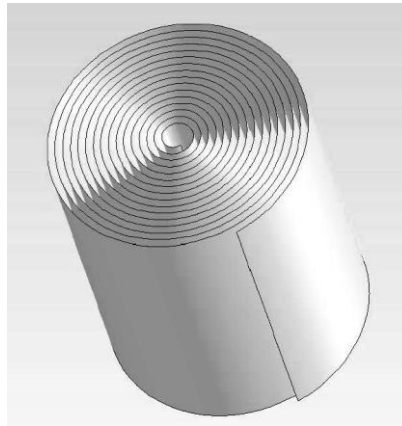


Figura 5.2 – Modelo da geometria do *stack*, de placas paralelas em espiral.

5.6.3. Espaçamento entre placas

Dois parâmetros fundamentais para o cálculo e otimização do desempenho de um sistema termoacústico, como já foram referidos no capítulo 2.3, são: a profundidade de penetração térmica, δ_κ , e a profundidade de penetração viscosa, δ_v . A primeira mencionada, mede a espessura da camada de fluido que deve ser suficiente para haver difusão de calor através do fluido de trabalho durante o intervalo de tempo de um ciclo, enquanto que a segunda relaciona as forças viscosas devido à energia cinética do fluido, contribuindo na perda de eficiência do sistema. Estes dois parâmetros são calculados por Eq. 5.5 e Eq. 5.6.

$$\delta_\kappa = \sqrt{\frac{2 \cdot K}{\omega \cdot \rho_m \cdot c_p}} \quad (5.5)$$

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2 \cdot \mu}{\omega \cdot \rho_m}} \quad (5.6)$$

O espaçamento entre as placas no regenerador é extremamente importante. Um espaçamento pequeno favorece a transferência de calor por convecção entre o fluido e as placas, enquanto que se o espaçamento for muito grande a eficiência será menor. Contudo, placas muito próximas aumentam as perdas por atrito viscoso, o que reduz a eficiência do sistema.

As profundidades de penetração térmica e viscosa são relacionadas entre si pelo número de Prandtl, Eq. 5.7.

$$Pr = \left(\frac{\delta_v}{\delta_\kappa} \right)^2 = \frac{\mu \cdot c_p}{K} \quad (5.7)$$

Outro fator que influencia a eficiência termoacústica é a porosidade do *stack*, definida pela Eq. 5.8.

$$\varphi = \frac{A_{fluid}}{A_{total}} = \frac{y_0}{y_0 + l} \quad (5.8)$$

Este valor relaciona a área de livre passagem do fluido pelo *stack*, quanto maior for, mais espaço de passagem haverá no *stack*. Valores menores que 0,6 fazem com que o escoamento perca a sua característica.

Como se viu anteriormente, no capítulo 5.6.2, para placas paralelas $d_h = 2 \cdot y_0$, logo $r_h = y_0$.

Calculando o valor de δ_κ , obtém-se y_0 . Na literatura [2], propõe-se que, para uma geometria de placas paralelas, o espaçamento entre as placas do *stack* seja definido dentro do intervalo dado por Eq. 5.9, pois é o intervalo onde a eficiência é maior.

$$2 \cdot \delta_\kappa < 2 \cdot y_0 < 4 \cdot \delta_\kappa \quad (5.9)$$

5.6.4. Comprimento e localização

O comprimento do *stack* está diretamente relacionado com a sua posição dentro do tubo. Estudos mostram que existe uma posição ótima para o *stack* em função do seu comprimento. Considerando um eixo x_n normalizado para o *stack*, onde $x_n = 0$ corresponde à localização do altifalante (anti-nó) e a posição $x_n = 1$ corresponde ao final do tubo (anti-nó). O comprimento normalizado do *stack* L_{sn} , possui a mesma proporção que a relação da posição normal com a posição normalizada do centro do *stack*, Eq. 5.10. Estes comprimentos normalizados são definidos pela literatura [6]. Os comprimentos reais são calculados dividindo os valores normalizados pelo número de onda, mostrado mais à frente.

$$\frac{L_{sn}}{L_s} = \frac{x_{sn}}{x_s} \quad (5.10)$$

Na Figura 5.3, obtém-se as curvas do COP em função do comprimento normalizado e da posição normalizada do centro do *stack*. Segundo a literatura [12], o comportamento destas curvas difere devido às perdas por atrito viscoso.

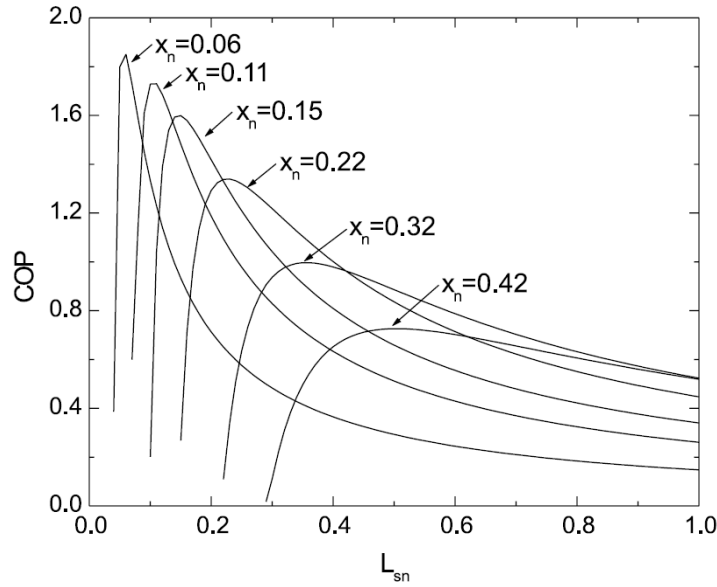


Figura 5.3 – COP de refrigeração do *stack* em função do comprimento normalizado do ressonador e da posição normalizada do *stack* [12].

A partir da figura 5.3 é possível verificar que um *stack* muito próximo do altifalante deve ter um comprimento muito pequeno e que eventuais pequenos erros de posicionamento e/ou dimensionamento podem levar a quedas abruptas do COP. Além disso, as partículas nas extremidades do tubo não se deslocam tanto quanto as do centro do ressonador, de comprimento igual a metade do comprimento de onda, e por isso de nada adianta variar a temperatura das partículas se estas não se deslocam.

Por questões práticas foi determinado, pela literatura [6], que a melhor posição normalizada será $x_{sn} = 0,22$. Para atingir melhores valores de COP o comprimento normalizado do *stack* deverá ser $L_{sn} = 0,23$.

Segundo a literatura [21], a posição e comprimento do *stack* mais eficiente para gerar maior diferença de temperatura entre as duas extremidades do *stack* está relacionado com o comprimento de onda. Estes estudos sugerem que a melhor posição para o centro do *stack* é igual a $x_s = \lambda/20$, e o comprimento ideal para a mesma posição é $L_s = \lambda/25$.

Estes parâmetros podem ser respetivamente relacionados com os normalizados a partir de Eq. 5.11 e de Eq. 5.12.

$$x_s = \frac{x_{sn}}{k} \quad (5.11)$$

$$L_s = \frac{L_{sn}}{k} \quad (5.12)$$

Onde k é o número de onda definido pela Eq. 5.13.

$$k = \frac{\omega}{a} \quad (5.13)$$

E ω é a frequência angular, definida pela Eq. 5.14

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (5.14)$$

Os valores finais para o comprimento e posição do *stack* normalizados serão estudados mais à frente no capítulo 6.

5.7. Ressonador

5.7.1. Comprimento

O comprimento do tubo é dependente da frequência utilizada no equipamento. Como é desejada uma alta amplitude, para maiores variações de pressão, são necessárias ondas sonoras de baixa frequência. Uma onda de alta frequência de ressonância requer uma taxa de transferência de calor mais rápida, o que implica uma maior complexidade no *stack* e nos permutadores de calor, e, conseqüentemente, um custo mais elevado.

Como já foi mencionado no capítulo 2.3 o ressonador terá um comprimento igual à metade do comprimento de onda, dado pela Eq. 5.15.

$$L_{res} = \frac{\lambda}{2} \quad (5.15)$$

Assim, como foi definida uma frequência de 400 Hz e sabendo o valor da velocidade do som no fluido de trabalho às condições de pressão e temperatura média definidas, pela Eq. 5.16, é possível determinar o valor do comprimento de onda.

$$\lambda = \frac{a}{f} \quad (5.16)$$

5.7.2. Diâmetro interno

O diâmetro do ressonador está relacionado com a potência calorífica desejada para aquecer a água. Segundo a literatura [6] é possível calcular a área de secção transversal do ressonador pela potência acústica normalizada e pela potência de refrigeração normalizada, Eq. 5.17 e Eq. 5.18.

$$W_n = \frac{\dot{W}_u}{p_m \cdot a \cdot A} \quad (5.17)$$

$$Q_{cn} = \frac{\dot{Q}_c}{p_m \cdot a \cdot A} \quad (5.18)$$

A potência acústica normalizada e a potência de refrigeração normalizada são calculadas através de Eq. 5.19 e de Eq. 5.20.

$$W_n = \left| \frac{\delta_{kn} \cdot L_{sn} \cdot R^2}{4 \cdot \gamma} \times \left[(\gamma - 1) \cdot \varphi \cdot \cos^2(x_n) \times \left(\frac{\Delta T_{mn} \cdot \tan(x_n)}{\varphi \cdot L_{sn} \cdot (\gamma - 1)(1 + \sqrt{Pr}) \cdot \Lambda} - 1 \right) - \frac{\sqrt{Pr} \cdot \sin^2(x_n)}{\varphi \cdot \Lambda} \right] \right| \quad (5.19)$$

$$Q_{cn} = \left| -\frac{\delta_{kn} \cdot R^2 \cdot \sin(2 \cdot x_n)}{8 \cdot \gamma \cdot (1 + Pr) \cdot \Lambda} \times \left[\frac{\Delta T_{mn} \cdot \tan(x_n)}{\varphi \cdot L_{sn} \cdot (\gamma - 1)} \times \frac{1 + \sqrt{Pr} + Pr}{1 + \sqrt{Pr}} - (1 + \sqrt{Pr} - \sqrt{Pr} \cdot \delta_{kn}) \right] \right| \quad (5.20)$$

Onde δ_{kn} é a profundidade de penetração térmica normalizada dada por Eq. 5.21, ΔT_{mn} é a diferença de temperatura média normalizada dada por Eq. 5.22, e o parâmetro Λ por Eq. 5.23.

$$\delta_{kn} = \frac{\delta_k}{y_0} \quad (5.21)$$

$$\Delta T_{mn} = \frac{\Delta T_m}{T_m} \quad (5.22)$$

$$\Lambda = 1 - \sqrt{Pr} \cdot \delta_{kn} + \frac{1}{2} \cdot Pr \cdot \delta_{kn}^2 \quad (5.23)$$

Assim, calculando as duas potências normalizadas, de refrigeração e acústica, e fazendo o seu somatório, Eq. 5.24.

$$Q_{Hn} = Q_{cn} + W_n \quad (5.24)$$

Calcula-se a área transversal, pela Eq. 5.25, pois a potência de aquecimento desejada já deve estar definida desde o início do dimensionamento.

$$A = \frac{\dot{Q}_H}{Q_{Hn} \cdot p_m \cdot a} \quad (5.25)$$

A partir da área transversal facilmente se calcula o diâmetro do ressonador, Eq. 5.26.

$$d_{res} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (5.26)$$

5.7.3. Perda de potência acústica

A perda de potência acústica no ressonador por unidade de área de superfície é dada por Eq. 5.27.

$$\frac{\dot{W}_{res}}{A_{sup}} = \frac{1}{4} \times \left[\rho_m \cdot |\overline{u_{osc}}|^2 \cdot \delta_v \cdot \omega + \frac{|p_0|^2}{\rho_m \cdot a^2} \times (\gamma - 1) \cdot \delta_\kappa \cdot \omega \right] \quad (5.27)$$

Onde a velocidade média das partículas $\overline{u_{osc}}$ é calculada pela Eq. 5.28.

$$\overline{u_{osc}} = \frac{\int_0^L \frac{p_0}{\rho_m \cdot a} \times \sin(kx) \cdot dx}{L} \quad (5.28)$$

Calculando a área de superfície pela Eq. 5.29, obtém-se a perda de potência acústica total no ressonador.

$$A_{sup} = \pi \cdot d_{res} \times L_{res} \quad (5.29)$$

5.7.4. Espessura

Relativamente à espessura do ressonador, esta deve ser suficiente para resistir à pressão exercida pelo fluido de trabalho. A espessura depende do material, da pressão relativa no interior e do diâmetro interno do ressonador.

Pela fórmula de *Barlow*, Eq. 5.30, é calculada a espessura mínima [22].

$$p_m = \frac{2 \cdot \sigma \cdot e_{min}}{(d_{ext} \cdot SF)} \quad (5.30)$$

Onde σ é a tensão de cedência do material do ressonador, e o denominador d_{ext} é o diâmetro exterior mínimo. Alterando a equação para se obter em ordem à espessura mínima e substituindo d_{ext} por $(d_{res} + 2 \cdot e_{min})$, obtém-se a Eq. 5.31.

$$e_{min} = \frac{d_{res}}{\frac{2 \cdot \sigma}{p_m \cdot SF} - 2} \quad (5.31)$$

Como fator de segurança deve-se usar pelo menos um valor de 1,5.

5.8. Flange

Para tapar a extremidade do ressonador, oposta ao altifalante, será necessário fabricar uma flange que se adapte adequadamente e que permita uma boa vedação da mesma para não haver fugas de gás.

A flange deve ser de um material rígido e deve ter uma espessura considerável para assim diminuir as perdas de potência e de pressão. Quanto maior o módulo de Young e espessura do material selecionado menor será o deslocamento transversal no centro da flange.

Considerando a flange, uma placa circular encastrada no bordo exterior onde é aplicada uma carga uniformemente distribuída, como se pode observar pela Figura 5.4, é aplicada a seguinte Eq. 5.32 que permite calcular o máximo deslocamento transverso no centro da flange [23].

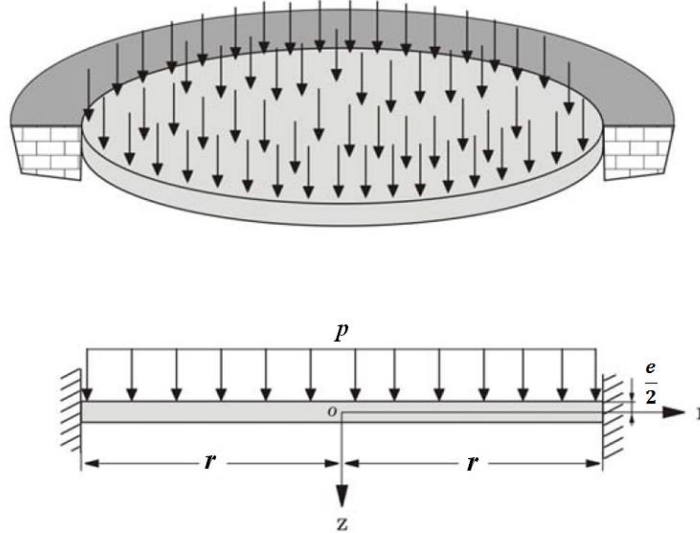


Figura 5.4 – Exemplo de uma placa circular encastrada no bordo exterior com uma carga aplicada uniformemente distribuída, adaptado de . [23]

$$w_{m\acute{a}x} = \frac{p_{m\acute{a}x} \cdot r^4}{64 \cdot D} \quad (5.32)$$

Onde $p_{m\acute{a}x}$ é a pressão máxima a ser aplicada na flange, r é o raio da flange e D é o módulo de rigidez à flexão, Eq. 5.37.

$$D = \frac{E \cdot e^3}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \quad (5.33)$$

Em que E é o módulo de *Young*, e é a espessura e ν é o coeficiente de *Poisson*.

No entanto a espessura mínima da flange deve ser calculada tendo em atenção a tensão de cedência do material da mesma, pela Eq. 5.34.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{3}{4} \cdot \frac{p_{m\acute{a}x} \cdot r^2}{e_{min}^2} \quad (5.34)$$

O valor da tensão máxima é calculado utilizando um fator de segurança relativamente ao valor da tensão de cedência do material, Eq.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_{ced}}{1,25} \quad (5.35)$$

5.9. Permutadores de calor

Os permutadores de calor são necessários para transferir calor nas extremidades do *stack* para o sistema termoacústico poder funcionar. O projeto dos permutadores de calor é um dos grandes problemas na termoacústica, pois não há grande conhecimento sobre transferência de calor em fluxos de oscilação com velocidade média igual a zero e porque a metodologia padrão de dimensionamento a fluxo constante para permutadores de calor não pode ser aplicada diretamente.

Em seguida serão discutidas algumas questões de requisitos para o projeto de permutadores de calor.

5.9.1. Permutador de calor frio

Como a parte do ressonador à direita do *stack* arrefece é necessário introduzir um permutador de calor que tenha um bom contacto térmico entre o lado frio do *stack* e o fluido a refrigerar. Este fluido refrigerante deverá transferir calor para as partículas do fluido no ressonador.

A largura do permutador de calor frio é determinada pela distância ao longo da qual o calor é transferido através do fluido no ressonador. A largura ótima corresponde a duas vezes a amplitude de deslocamento das partículas do fluido relativamente à posição onde será colocado o permutador de calor. A amplitude de deslocamento é dada por Eq. 5.36.

$$\xi_{CHE} = \frac{p_0}{\omega \cdot \rho_m \cdot a} \cdot \sin(k \cdot x_{CHE}) \quad (5.36)$$

Admite-se que a posição do permutador de calor frio, x_{CHE} , é exatamente no final do lado direito do *stack* e calcula-se a amplitude de deslocamento. E assim, a largura ótima do permutador de calor frio, L_{CHE} .

Para evitar problemas de diferença de caudal volúmico do fluido à entrada e saída do *stack* para o permutador de calor e vice-versa, as porosidades de ambos os componentes devem ser idênticas.

Para o desenho dos permutadores de calor uma boa opção será projetar permutadores *cross-flow*, Figura 5.5.

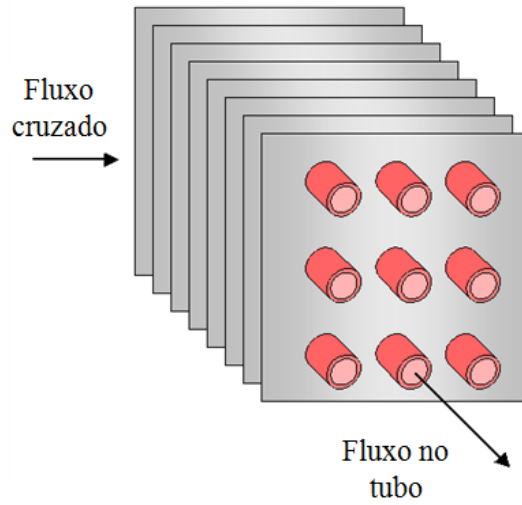


Figura 5.5 – Exemplo ilustrativo de um permutador de calor de fluxo cruzado, adaptado de [5].

Estes permutadores são compostos por vários tubos ligados por alhetas de modo a permitir que o fluido de trabalho possa passar através do permutador. Neste caso será apenas projetado apenas com uma fileira de tubos pois é necessário ter em atenção a largura do permutador de calor frio, como já foi falado anteriormente. Na Figura 5.6 é possível observar, pela vista lateral e numa perspetiva 3D, a estrutura do permutador.

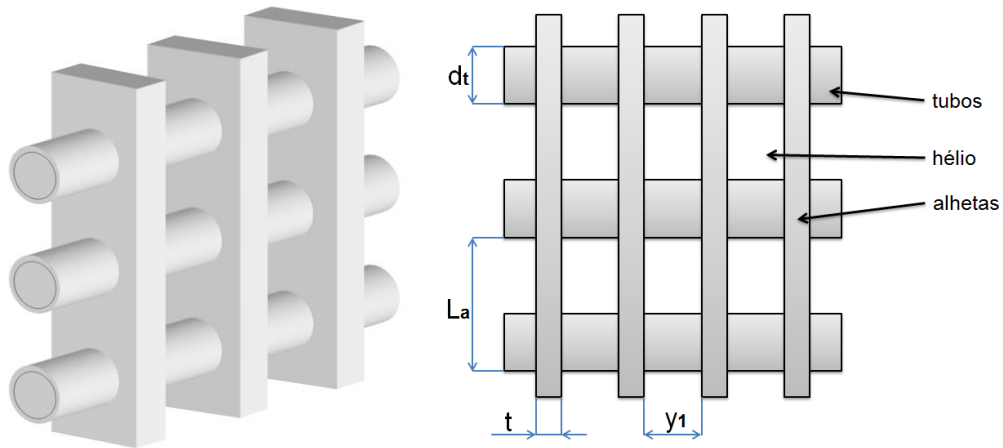


Figura 5.6 – Vista em perspectiva à esquerda, e vista lateral à direita, de um exemplo ilustrativo do permutador de calor.

Seguindo a mesma metodologia para *stacks* de poros retangulares, capítulo 3.3.2, também se pode calcular a porosidade dos permutadores, pela Eq. 5.37.

$$\varphi = \frac{A_{fluid}}{A_{total}} = \frac{\frac{L_a - d_t}{2} \cdot \frac{y_1}{2}}{\left(\frac{d_t}{2} + \frac{L_a - d_t}{2}\right) \cdot \left(\frac{t}{2} + \frac{y_1}{2}\right)} \quad (5.37)$$

Os cálculos feitos posteriormente terão como objetivo calcular o coeficiente global de transferência de calor, U . Para o efeito serão calculados os coeficientes de convecção entre o hélio e as alhetas e entre os tubos e a água, a área total das alhetas e dos tubos e a eficiência

das alhetas. A resistência térmica dos tubos e das alhetas será desprezada pois tanto os tubos como as alhetas têm uma espessura bastante fina e o cobre tem um coeficiente de condutividade bastante elevado o que se verifica segundo a Eq. 5.38.

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_c \cdot L_t} \approx 0 \quad (5.38)$$

Para uma melhor compreensão pode-se observar a Figura 5.7.

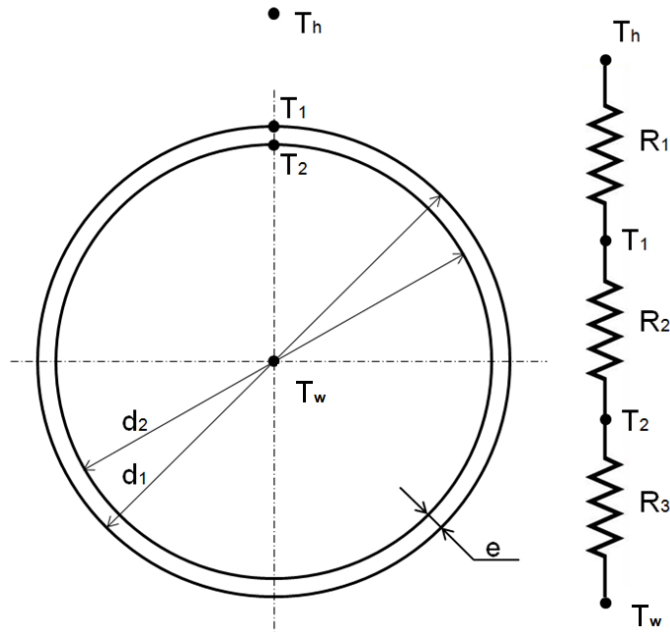


Figura 5.7 – Exemplo da vista de frente de um tubo do permutador de calor com respectivas indicações de diâmetros e temperaturas com representação esquemática do circuito térmico.

Deste modo para calcular, U , reduz-se à seguinte Eq. 5.39.

$$\frac{1}{U \cdot A_{total}} = R_1 + R_2 + R_3 \quad (5.39)$$

Na termoacústica, a transferência de calor do fluido para os permutadores não resulta de convecção forçada nem exatamente de convecção natural. Deste modo, foi considerado para o cálculo do coeficiente de transferência de calor entre o hélio e as alhetas uma correlação para convecção natural em placas verticais com superfície de temperatura uniforme, desenvolvida por Churchill e Chu [24], Eq. 5.42. [25]

Assim, para calcular o coeficiente de transferência de calor entre as alhetas e o hélio, recorreu-se às seguintes relações a começar pela Eq. 5.40.

$$Nu_L = \frac{h_a \cdot L_c}{K_h} \quad (5.40)$$

Onde L_c é o comprimento característico da alheta, Eq. 5.41.

$$L_c = L_a + \frac{t}{2} \quad (5.41)$$

E Nu_L é o número de Nusselt, obtido pela equação 5.42, correlação mencionada anteriormente.

$$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (5.42)$$

Ra_L é o número de Rayleigh, dado por Eq. 5.43.

$$Ra_L = \frac{\beta_h \cdot g \cdot (T_a - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu_h \cdot \alpha_h} \quad (5.43)$$

Onde β_h , ν_h , α_h são respetivamente o coeficiente de expansão térmica, a viscosidade cinemática e o coeficiente de difusividade do hélio, T_a é a temperatura da alheta, T_∞ é a temperatura do fluido local do permutador e g é a aceleração gravítica.

E Pr é o número de Prandtl, dado por Eq. 5.44.

$$Pr = \left(\frac{c_p \cdot \mu}{K} \right)_h \quad (5.44)$$

Para calcular a eficiência da alheta segue a seguinte Eq. 5.45.

$$\eta_a = \frac{\tanh(m \cdot L_c)}{m \cdot L_c} \quad (5.45)$$

Onde m é um parâmetro da alheta, dado por Eq. 5.46.

$$m = \sqrt{\frac{h_a \cdot P_a}{K_c \cdot S_a}} \quad (5.46)$$

P_a é o perímetro transversal das alhetas, Eq. 5.47, e S_a é a área de secção da alheta, Eq. 5.48.

$$P_a = 2 \cdot w + 2 \cdot t \quad (5.47)$$

$$S_a = w \cdot t \quad (5.48)$$

Para calcular o coeficiente de convecção entre os tubos e a água tem-se, Eq. 5.49.

$$Nu_D = \frac{h_t \cdot d_t}{K_w} \quad (5.49)$$

Pelas correlações de convecção em regime turbulento para fluxo em tubos circulares tem-se, Eq. 5.50. [5]

$$Nu_D = 0.023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (5.50)$$

Como a temperatura da água é maior que a temperatura no exterior do permutador, então $n = 0,4$, se fosse ao contrário então $n = 0,3$.

Pr é o número de Prandtl, Eq. 5.51, e Re_D é o número de Reynolds dado por Eq. 5.52.

$$Pr = \left(\frac{c_p \cdot \mu}{K} \right)_w \quad (5.51)$$

$$Re_D = \frac{\rho_w \cdot v_w \cdot d_t}{\mu_w} \quad (5.52)$$

Onde ρ_w , v_w (dada por Eq. 5.53) e μ_w são a massa volúmica, velocidade e viscosidade dinâmica da água e d_t é o diâmetro dos tubos.

$$v_w = \frac{\dot{V}_t}{\frac{\pi \cdot d_t^2}{4}} \quad (5.53)$$

\dot{V}_t é o caudal volúmico do fluido que passa pelos tubos do permutador. Como os tubos no final da montagem terão de ser ligados por “cotovelos” criando uma serpentina, apenas se ficará com um único tubo e o caudal volúmico não sofrerá alteração no seu valor.

Depois de se calcular ambos os coeficientes de transferência de calor, é necessário calcular a área de cada parte.

Conhecendo o diâmetro do permutador, o espaçamento entre alhetas e respetiva espessura é possível saber o número total de alhetas.

Sendo d o diâmetro do permutador e a partir de Eq. 5.54.

$$d = t \cdot N + y_1 \cdot (N + 1) \quad (5.54)$$

Onde t é a espessura das alhetas, N é o número de alhetas e y_1 é o espaçamento entre alhetas. É possível simplificar a equação 5.54 em ordem a N . Obtendo-se Eq. 5.55.

$$N = \frac{d - y_1}{y_1 + t} \quad (5.55)$$

Para calcular a área total das alhetas é necessário calcular o comprimento total das alhetas obtido pela soma do comprimento de todas as alhetas. Admitindo que o número de alhetas é par, então é possível chegar à seguinte Eq. 5.56.

$$L_{a,total} = 2 \times \sum_{i=1}^N \left[2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d}{2} \right)^2 - \left(i \cdot (y_1 + t) - \frac{(y_1 + t)}{2} \right)^2} \right] \quad (5.56)$$

Onde y_1 é o espaçamento entre alhetas.

Multiplicando o perímetro transversal das alhetas pelo comprimento total, obtém-se assim a área total das alhetas, Eq. 5.57.

$$A_{a,total} = P_a \times L_{a,total} \quad (5.57)$$

Relativamente à área total dos tubos, admite-se o mesmo raciocínio das alhetas. Calcula-se o comprimento total dos tubos, Eq. 5.58, admitindo que o número de tubos é par, e multiplica-se pelo respetivo perímetro.

$$L_{t,total} = 2 \times \sum_{i=1}^N \left[2 \cdot \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(i \cdot L_a - \frac{L_a}{2}\right)^2} \right] \quad (5.58)$$

Onde L_a é igual à distância entre tubos.

Obtendo-se a área total dos tubos, Eq. 5.59.

$$A_{t,total} = \pi \cdot d_t \times L_{t,total} \quad (5.59)$$

Por fim, com os valores de coeficientes de convecção, eficiência das alhetas e de áreas, calcula-se o valor de U , Eq. 5.60.

$$U \cdot A_{total} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_a \cdot h_a \cdot A_{a,total}} + \frac{1}{h_t \cdot A_{t,total}}} \quad (5.60)$$

A área total pode ser considerada igual à área total das alhetas.

Após todos estes cálculos será necessário confirmar que a potência calorífica máxima que o permutador de calor pode transferir é igual ou superior à potência desejada. Pela Eq. 5.61 esse valor é calculado.

$$\dot{Q}_C = U \cdot A_{total} \cdot LMTD \quad (5.61)$$

O valor de $LMTD$, significa “diferença de temperatura média logarítmica” (*Log Mean Temperature Difference*), e é calculada pela Eq. 5.62.

$$LMTD = \frac{(T_{C,S} - T_C) - (T_{C,E} - T_C)}{\ln \left(\frac{T_{C,S} - T_C}{T_{C,E} - T_C} \right)} \quad (5.62)$$

Pelo gráfico da Figura 5.8, é possível compreender com mais facilidade quais as temperaturas associadas à equação 5.62.

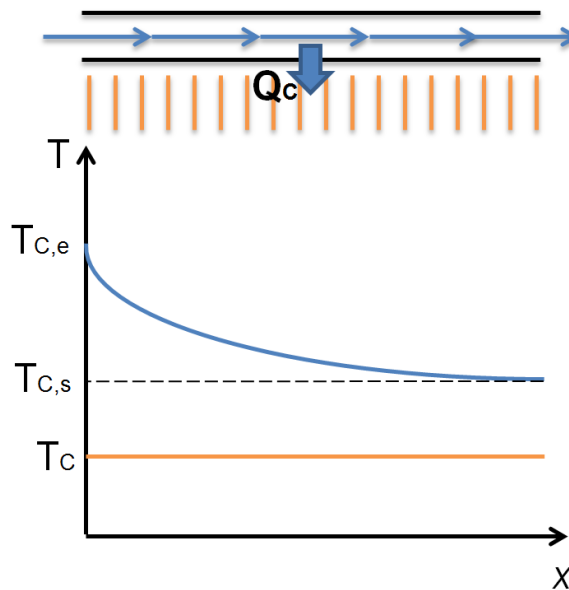


Figura 5.8 – Gráfico esquemático da variação de temperatura no permutador de calor frio.

Por fim, se a potência calorífica máxima transferida pelo permutador for diferente da desejada deve-se ajustar as dimensões do mesmo e refazer os cálculos até se atingir uma relação adequada.

5.9.2. Permutador de calor quente

O permutador de calor quente é necessário para transferir o calor da parte quente do *stack* para a água, pois é este o principal objetivo da bomba de calor. Como já foi discutido, a largura ótima do permutador será igual a duas vezes a amplitude de deslocamento das partículas do fluido relativamente à posição do permutador de calor. No entanto, o permutador de calor quente deverá transferir aproximadamente o dobro do calor que é fornecido pelo permutador de calor frio, logo a largura do permutador de calor quente deverá ser aproximadamente igual a duas vezes a largura do permutador de calor frio de modo a duplicar a área do permutador de ca. Quanto à porosidade deve-se tentar manter o mesmo relativamente ao permutador de calor frio.

No final dos cálculos, para se calcular o valor de $LMTD$, recorre-se à seguinte Eq. 5.63, diferente do permutador de calor frio.

$$LMTD = \frac{(T_{H,S} - T_H) - (T_{H,E} - T_H)}{\ln\left(\frac{T_{H,S} - T_H}{T_{H,E} - T_H}\right)} \quad (5.63)$$

As temperaturas são melhor interpretadas pelo gráfico da Figura 5.9.

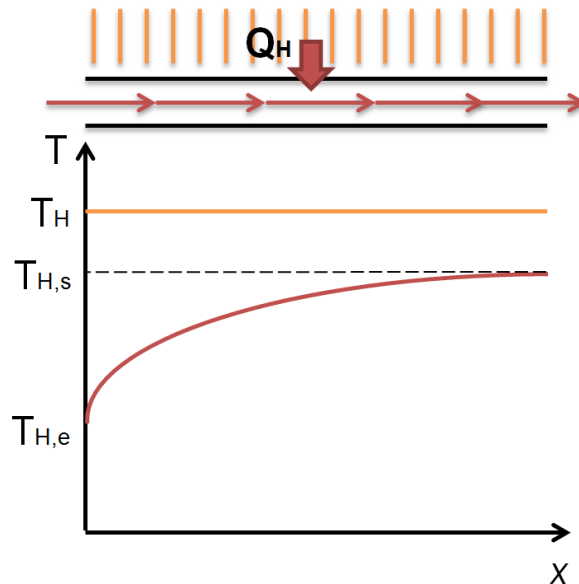


Figura 5.9 – Gráfico esquemático da variação de temperatura no permutador de calor quente.

Quando se chegar ao valor da potência calorífica máxima, assim como para o permutador de calor frio, as dimensões do mesmo devem ser ajustadas para se chegar a uma relação adequada de potências.

6. Pré-dimensionamento do sistema

Neste capítulo será feito um pré-dimensionamento de uma bomba de calor termoacústica de onda estacionária. O pré-dimensionamento será baseado nos conceitos do capítulo 5 e será apenas numérico.

Para realizar o pré-dimensionamento do sistema é necessário tomar algumas decisões relativamente a alguns parâmetros de funcionamento como, temperatura e pressão média, diâmetro do ressonador, frequência utilizada, fluido de trabalho e outros. Estes parâmetros serão definidos inicialmente, no entanto, caso seja necessário, podem vir a sofrer alterações devido a critérios que possam otimizar numericamente o sistema.

Em primeiro lugar é apresentado um esquema simplificado, Figura 6.1, onde se pode observar a vermelho os *inputs* do sistema que serviram para obter os restantes dados e resultados a azul, os *outputs*.

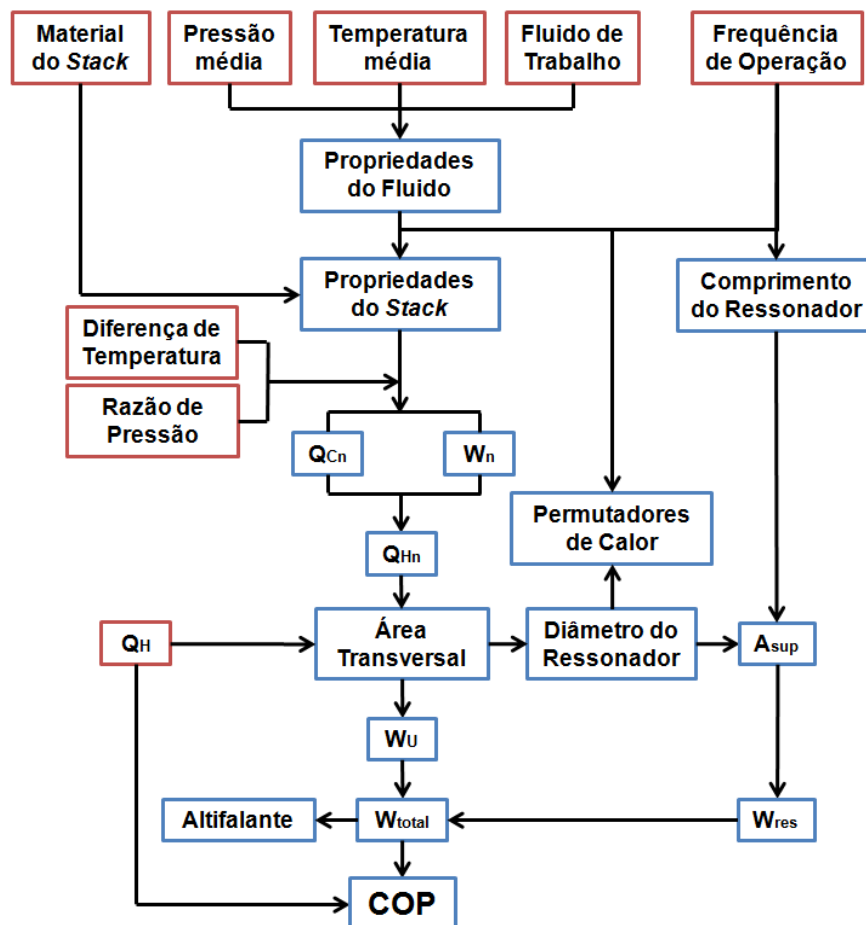


Figura 6.1 – Esquema para pré-dimensionamento do sistema. A vermelho são os *inputs* e a azul os *outputs*.

Em segundo foi definida a potência de aquecimento desejada de 2000 W e a diferença de temperatura entre o lado frio e o lado quente do *stack* de 50 °C.

Este capítulo será subdividido em dois para separar o pré-dimensionamento do fluido de trabalho, *stack*, altifalante e ressonador dos permutadores de calor quente e frio.

6.1. Fluido de trabalho, *stack*, altifalante e ressonador

Seguindo o esquema da figura 6.1 definiu-se em primeiro lugar a pressão e temperatura média, assim como o fluido de trabalho, frequência de operação, diferença de temperatura entre as extremidades do *stack* e a razão de pressão pretendida. Os valores atribuídos são mencionados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Parâmetros de operação iniciais.

Parâmetro	Valor	Unidade
<i>Pressão média: P_m</i>	200000	[Pa]
<i>Temperatura média: T_m</i>	25	[°C]
<i>Fluido de Trabalho</i>	Hélio	–
<i>Frequência: f</i>	400	[Hz]
<i>Diferença de temperatura normalizada: ΔT_{mn}</i>	0,2558	–
<i>Razão de pressão: R</i>	3 %	–

A partir das condições iniciais retira-se imediatamente as propriedades do Hélio, Tabela 6.2. Estes valores foram retirados do *software EES*.

Tabela 6.2 – Propriedades do Hélio às condições impostas, valores retirados do *EES*.

Propriedade	Valor	Unidade
<i>Velocidade do som: a</i>	1008	[m · s ⁻¹]
<i>Massa volúmica: ρ_h</i>	0,3281	[m ³ · kg ⁻¹]
<i>Calor específico: c_{p_h}</i>	5193	[J · (kg · K) ⁻¹]
<i>Condutividade térmica: K_h</i>	0,1536	[W · (m · K) ⁻¹]
<i>Viscosidade dinâmica: μ</i>	$1,962 \times 10^{-5}$	[kg · (m · s) ⁻¹]
<i>Coefficiente politrópico: γ</i>	1,67	–
<i>Difusividade térmica: α</i>	$9,02 \times 10^{-5}$	[m ² · s ⁻¹]
<i>Expansão térmica: β</i>	$3,35 \times 10^{-3}$	[K ⁻¹]
<i>Viscosidade cinemática: ν</i>	$5,98 \times 10^{-5}$	[m ² · s ⁻¹]

Antes de passar ao passo seguinte é necessário calcular ainda alguns parâmetros provenientes dos parâmetros iniciais e das propriedades do hélio que serão necessários para cálculos futuros. Dos quais se apresentam na Tabela 6.3, a frequência angular, equação 5.14, o comprimento de onda, equação 5.16, e o número de onda, equação 5.13.

Tabela 6.3 – Parâmetros de operação secundários.

Parâmetro	Valor	Unidade
<i>Frequência angular: ω</i>	2513,27	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$
<i>Comprimento de onda: λ</i>	2,52	[m]
<i>Número de onda: k</i>	2,493	$[\text{m}^{-1}]$

Com as propriedades do hélio, os parâmetros iniciais e secundários e selecionando o material para o *stack*, obtém-se as propriedades do *stack*, no entanto, antes de calcular essas propriedades deve-se calcular o comprimento e posição ótima para o mesmo.

O material mais apropriado para otimizar o rendimento do *stack* é o *Mylar Polyester Film* sendo as suas propriedades do material apresentadas na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Propriedades do *Mylar Polyester Film*, material para o *stack* [26].

Propriedade	Valor	Unidade
<i>Massa volúmica: ρ_s</i>	1390	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$
<i>Calor específico: c_{p_s}</i>	1170	$[\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}]$
<i>Condutibilidade térmica: K_s</i>	0,16	$[\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}]$
<i>Espessura das placas: $2 \cdot l$</i>	0,0002	[m]

No capítulo 5.6.4 viu-se que em diferentes literaturas estes parâmetros, o comprimento e a posição do *stack*) foram calculados de maneira diferente, e por isso deve-se seguir os dois métodos e decidir qual o melhor.

Assim, segundo [21] a posição ideal para o centro do *stack* é igual a $x_s = \lambda/20$, e o comprimento ideal para a mesma posição é $L_s = \lambda/25$. O que faz com que $x_s = 0,126$ e $L_s = 0,101$. Consequentemente $x_{sn} = 0,314$ e $L_{sn} = 0,251$.

Comparando estes valores com os da literatura [6], $x_{sn} = 0,22$ e $L_{sn} = 0,23$. Observa-se pelo gráfico da figura 5.3 que o COP de refrigeração do *stack* é maior para os valores obtidos pela literatura [6] escolhendo assim esse método. Assim, as propriedades do *stack* são apresentadas na Tabela 6.5 onde o comprimento do *stack* é dado pela equação 5.12, a sua posição pela equação 5.11, o espaçamento entre placas pela equação 5.9, a porosidade pela equação 5.8, a profundidade de penetração térmica pela equação 5.5 e viscosa pela equação 5.6, a profundidade de penetração térmica normalizada pela equação 5.21, o número de *Prandtl* pela equação 5.7, a diferença de temperatura média normalizada pela equação 5.22 e o parâmetro Λ pela equação 5.23.

Tabela 6.5 – Propriedades do *stack*.

Propriedade	Valor	Unidade
<i>Comprimento normalizado: L_{sn}</i>	0,23	—
<i>Comprimento: L_s</i>	0,0923	[m]
<i>Posição normalizada: x_{sn}</i>	0,22	—
<i>Posição: x_s</i>	0,0882	[m]
<i>Espaçamento entre placas: $2 \cdot y_0$</i>	0,0006	[m]
<i>Porosidade: φ_s</i>	75 %	—
<i>Penetração térmica: δ_k</i>	0,00027	[m]
<i>Penetração térmica normalizada: δ_{kn}</i>	0,893	—
<i>Penetração viscosa: δ_v</i>	0,00022	[m]
<i>Número de Prandtl: Pr</i>	0,663	—
<i>Diferença de temperatura média normalizada</i>	0,1677	—
<i>Parâmetro Λ</i>	0,537	—

O próximo passo será calcular quantidade de decibel necessária para se atingir a razão de pressão desejada. Sendo a razão de pressão $R = 0,03$ e a pressão média $p_m = 200000$ Pa, a amplitude de pressão dinâmica é $p_0 = 6000$ Pa. Pelas equações do capítulo 5.3, é possível então calcular a quantidade de decibel necessária para gerar tal amplitude de pressão e calcular o número de Mach que deve ter um valor inferior a 0,1. Com todos os valores necessários previamente calculados e/ou definidos são calculadas as potências de refrigeração e acústica normalizadas. Os resultados são apresentados na Tabela 6.6. Onde a amplitude de pressão dinâmica é dada pela equação 5.1, a pressão média eficaz pela equação 5.3, a quantidade de decibel necessária pela equação 5.2, o número de *Mach* pela equação 5.4, a potência de refrigeração normalizada pela equação 5.20 e a potência acústica normalizada pela equação 5.19.

Tabela 6.6 – Valor de parâmetros necessários para o cálculo das potências.

Parâmetro	Valor	Unidade
<i>Amplitude de pressão dinâmica: p_0</i>	6000	[Pa]
<i>Pressão média eficaz: p_{rms}</i>	4242,64	
<i>Quantidade de decibel necessária</i>	166,53	[dB]
<i>Número de Mach: $M < 0,1$</i>	0,018	—
<i>Potência de refrigeração normalizada: Q_{cn}</i>	$1,85 \times 10^{-5}$	—
<i>Potência acústica normalizada: W_n</i>	$1,15 \times 10^{-5}$	—
<i>Potência de aquecimento normalizada: Q_{Hn}</i>	$3,00 \times 10^{-5}$	-

Nesta fase, o objetivo é determinar o diâmetro do ressonador a partir da área do ressonador que está relacionada com a potência de aquecimento normalizada e com a potência de aquecimento desejada, equação 5.25. A potência de aquecimento normalizada é igual ao somatório das duas potências normalizadas da tabela 6.6 e equação 5.24. Assim, e sabendo

que a potência de aquecimento desejada é de 2000 W, calculam-se as dimensões do ressonador, Tabela 6.7. No gráfico da Figura 6.2 pode-se observar a potência de aquecimento, para todas as condições mencionadas anteriormente, em função do diâmetro, assim como a potência necessária do altifalante dividida em duas partes, útil e dissipada.

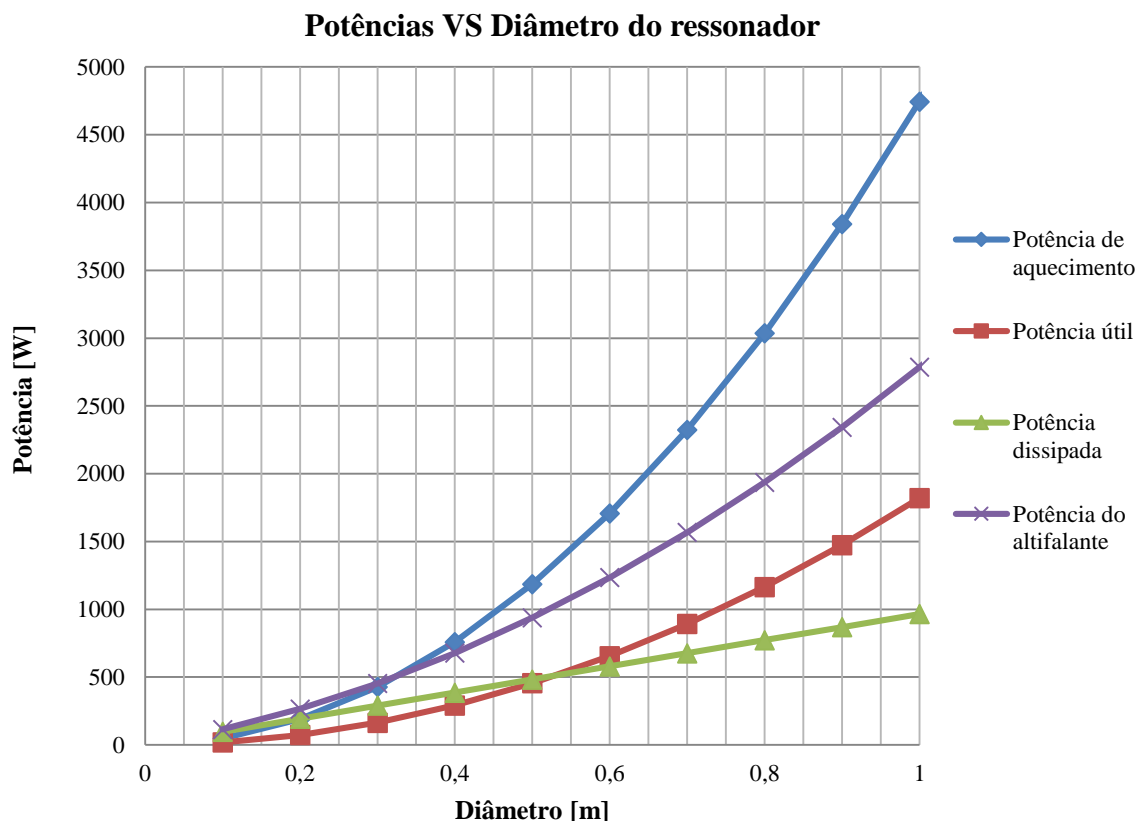


Figura 6.2 – Valor das potências em função do diâmetro do ressonador.

A partir do gráfico acima, conclui-se que para a potência de aquecimento desejada de 2000 W o diâmetro interno do ressonador será aproximadamente 0,65 m.

O comprimento do ressonador é dado pela equação 5.15 e a sua espessura mínima pela equação 5.31. A espessura do ressonador não influencia nenhum parâmetro, apenas depende do diâmetro, pressão e tensão de cedência do material, como foi visto no capítulo 5.7.4, o valor do cálculo da espessura mínima será alterado para um valor aproximado. O material do ressonador escolhido para o pré-dimensionamento foi PVC.

Tabela 6.7 – Dimensões do ressonador com diâmetro inicial arbitrário.

Parâmetro	Valor	Unidade
Área transversal: A	0,331	[m ²]
Diâmetro: d_{res}	0,649	[m]
Comprimento: L_{res}	1,26	[m]
Área de superfície: A_{sup}	2,57	[m ²]
Tensão de cedência: σ_{res}	49	[MPa]
Espessura mínima: e_{res}	2	[mm]

Assim, com a área transversal do ressonador já calculada obtém-se a potência útil do altifalante no ressonador. Com o diâmetro e comprimento do ressonador calcula-se a área de superfície do mesmo, equação 5.29. Esta área de superfície serve para se poder calcular a potência dissipada em todo o ressonador, equação 5.27. Somando a potência útil 5.17, com a dissipada obtém-se a potência total necessária do altifalante para o funcionamento do sistema às condições desejadas, e a partir daí obtém-se o COP interno do sistema. Estes valores são apresentados na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 – Valores das potências calculadas e do COP interno do sistema.

Parâmetro	Valor	Unidade
<i>Potência acústica útil: \dot{W}_u</i>	767,32	[W]
<i>Perda de potência acústica: \dot{W}_{res}</i>	627,11	[W]
<i>Potência acústica total: \dot{W}_{total}</i>	1394,43	[W]
<i>Potência de aquecimento: \dot{Q}_H</i>	2000	[W]
<i>COP interno do sistema: COP</i>	1,43	–

Para uma melhor interpretação do COP em função do diâmetro do ressonador pode-se observar o gráfico da Figura 6.3.

COP VS Diâmetro do ressonador

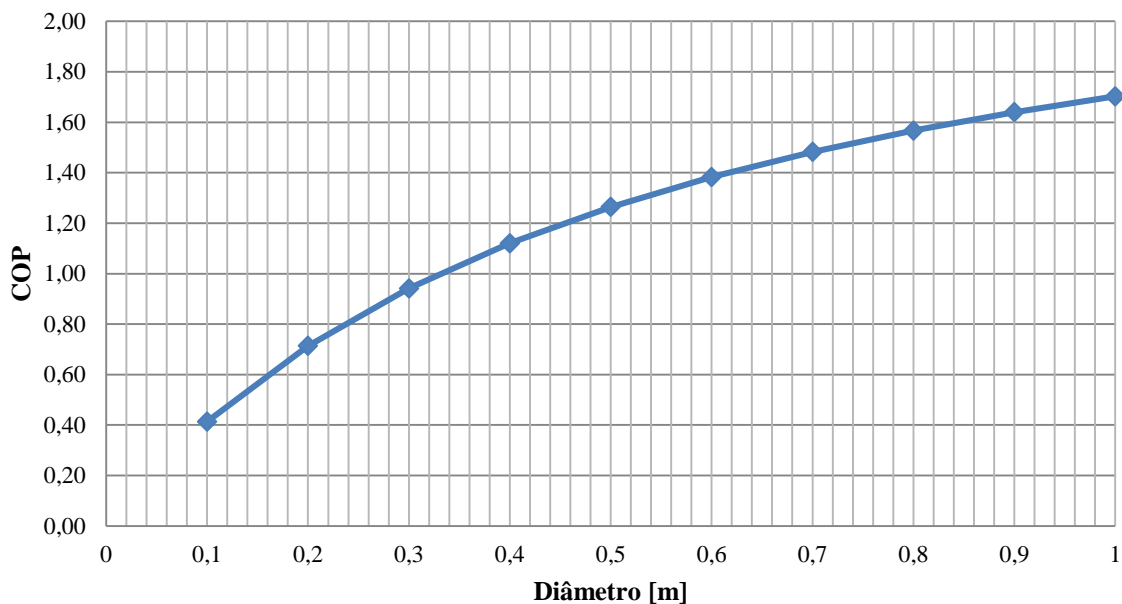


Figura 6.3 – Representação do COP interno do sistema em função do diâmetro do ressonador.

6.2. Flange Cega

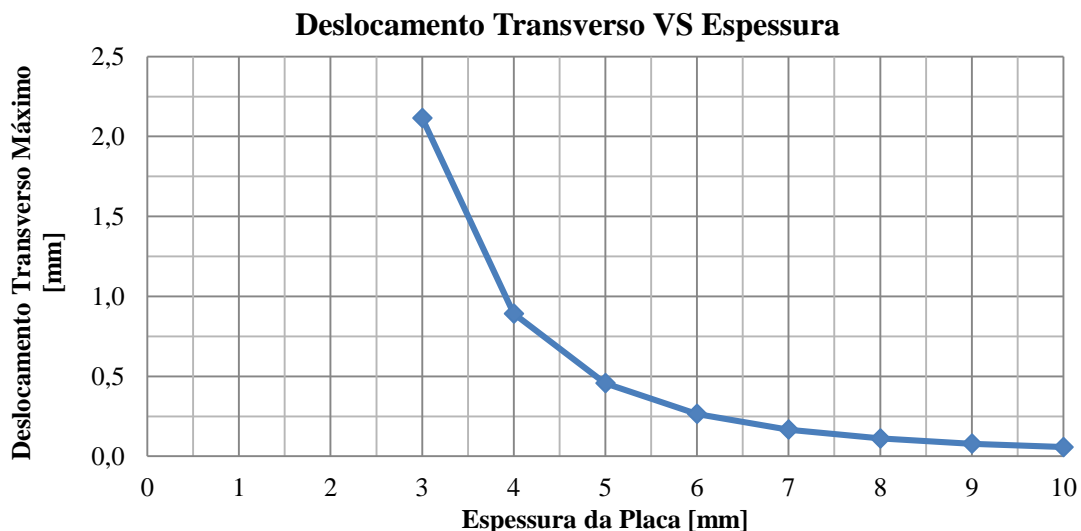
Como se viu no capítulo 5.8 é necessário definir uma espessura mínima para a flange do ressonador e ainda o seu material. Pretendendo-se um material rígido e fácil de maquinar definiu-se que será mais que suficiente um aço carbono com revestimento de zinco com as seguintes propriedades mecânicas, apresentadas na Tabela 6.9.

Tabela 6.9 – Propriedades de aço zincado [27].

Propriedade	Valor	Unidade
<i>Módulo de Young: E</i>	200	[GPa]
<i>Massa volúmica: ρ</i>	7850	[kg · m ⁻³]
<i>Coefficiente de Poisson: ν</i>	0.29	[–]
<i>Tensão de cedência: σ</i>	140	[MPa]

Assim, conhecendo-se previamente o diâmetro do ressonador e a amplitude de pressão máxima a ser atingida calculou-se a espessura mínima da flange. A pressão máxima resultante será igual à pressão máxima atingida dentro do ressonador junto à flange menos a pressão atmosférica no exterior do mesmo. Ou seja, o valor da pressão a utilizar no cálculo da espessura mínima será igual a $p = 206000 - 101325 = 104675$ kPa, obtendo-se uma espessura mínima de $e_{min} = 9$ mm, equação 5.34.

Este valor da espessura mínima permite que o deslocamento transversal da flange tenha um valor máximo de aproximadamente 0,1 mm, como se pode observar pelo gráfico da Figura 6.4.

Figura 6.4 – Deslocamento transverso máximo da flange em função da sua espessura (\varnothing 0,649 m)

6.3. Permutadores de calor

Os permutadores de calor dependem de alguns fatores do resto do sistema. Nomeadamente do diâmetro do ressonador, da posição e comprimento do *stack*, do deslocamento das partículas na sua localização e também dos valores de potência que se pretende transferir pois influencia a sua área de superfície.

Antes de se definir ou calcular seja o que for deve-se determinar quais os fluidos que irão passar no interior dos permutadores de calor de modo a permitirem que haja transferência de calor. No permutador de calor quente o fluido é a água do depósito que se pretende aquecer. No permutador de calor frio o fluido será água com 40 % de glycol. Esta concentração de

glycol serve para prevenir que a água solidifique devido a baixas temperaturas que se possam atingir.

Como foi visto no capítulo 5.8 o primeiro passo é calcular o deslocamento das partículas na posição do permutador de calor frio. A posição do permutador de calor frio é igual à posição do *stack* mais metade do comprimento do *stack*. A largura do permutador de calor frio deve ser igual ao dobro do deslocamento das partículas na sua posição, e é calculada pela equação 5.36 do capítulo 5.9.1. A largura do permutador de calor quente deve ser igual ao dobro da largura do permutador de calor frio para, como já foi dito, para duplicar a área do permutador.

De seguida foram imediatamente definidas as dimensões dos tubos e das alhetas nos permutadores, assim como os espaçamentos entre cada elemento. Estas dimensões devem ser pensadas de modo a que o permutador tenha uma porosidade parecida com a porosidade do *stack*, equação 5.37, para evitar diferença de caudal volúmico à entrada e saída do mesmo. Também se deve ter em atenção à área de superfície dos permutadores, pois influencia a quantidade de calor que é transferida do permutador para o fluido e vice-versa.

Ao mesmo tempo calculou-se o comprimento característico, o perímetro e a área de secção transversal das alhetas. Estas primeiras definições são apresentadas na Tabela 6.10. Onde a porosidade é dada pela equação 5.37, o comprimento característico de uma alheta pela equação 5.41, o perímetro pela equação 5.47 e a área de secção das alhetas pela equação 5.48.

Tabela 6.10 – Dimensões dos permutadores de calor frio e quente.

	Permutador de Calor Quente	Permutador de Calor Frio	Unidade
<i>Posição: x</i>	42	134	[mm]
<i>Largura: L</i>	10	5	[mm]
<i>Porosidade: φ</i>	60,6 %	60,6 %	—
Tubos			
<i>Diâmetro: d_t</i>	5	5	[mm]
<i>Espaçamento: $L_a - d_t$</i>	10	10	[mm]
Alhetas			
<i>Comprimento: L_a</i>	15	15	[mm]
<i>Largura: w</i>	10	5	[mm]
<i>Espessura: e_a</i>	0,1	0,1	[mm]
<i>Espaçamento: y_1</i>	1	1	[mm]
<i>Comprimento característico: L_c</i>	15,05	15,05	[mm]
<i>Perímetro: P_a</i>	10,2	20,2	[mm]
<i>Área de secção transversal: S_a</i>	0,5	1	[mm ²]

O próximo passo será definir valores de temperaturas de entrada e saída, o caudal volumétrico, as propriedades dos fluidos internos dos permutadores e ainda o coeficiente de condutividade do cobre (material utilizado para produzir os permutadores de calor).

No permutador de calor quente pretende-se que a temperatura de saída seja $T_{H,s} = 50\text{ °C}$, no entanto esta temperatura será dificilmente atingida, pois a partir dos $39,8\text{ °C}$ à saída do permutador a potência de aquecimento máxima é igual à potência de aquecimento do sistema que tende a diminuir, como se pode verificar no gráfico da Figura 6.5.

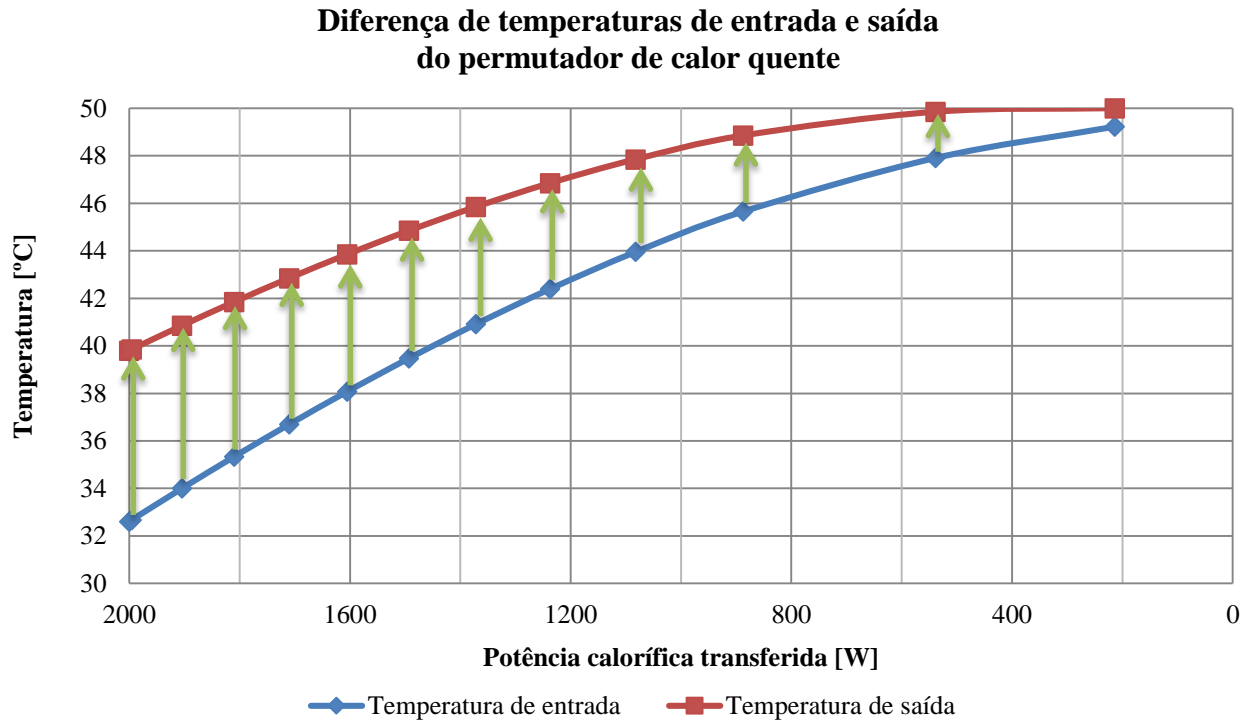


Figura 6.5 – Diferença de temperaturas no permutador de calor quente em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (pré-dimensionamento).

Assim, a diferença de temperatura à entrada e saída do permutador de calor quente, até à temperatura máxima de $39,8\text{ °C}$, pode ser calculada segundo a Eq. 6.1, conhecendo a potência de aquecimento é $\dot{Q}_H = 2000\text{ W}$ e as propriedades da água definidas na Tabela 6.11.

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot c_{p_w} \cdot \Delta T_w \quad (6.1)$$

No permutador de calor frio pretende-se que a temperatura de saída seja $T_{C,s} = 0\text{ °C}$, como se viu anteriormente sabe-se que essa temperatura será difícil de se atingir, pois a partir dos $13,8\text{ °C}$ à saída do permutador a potência de refrigeração máxima é igual à potência de refrigeração do sistema começando a diminuir em função da diminuição da temperatura de saída, como se verifica pelo gráfico da Figura 6.6.

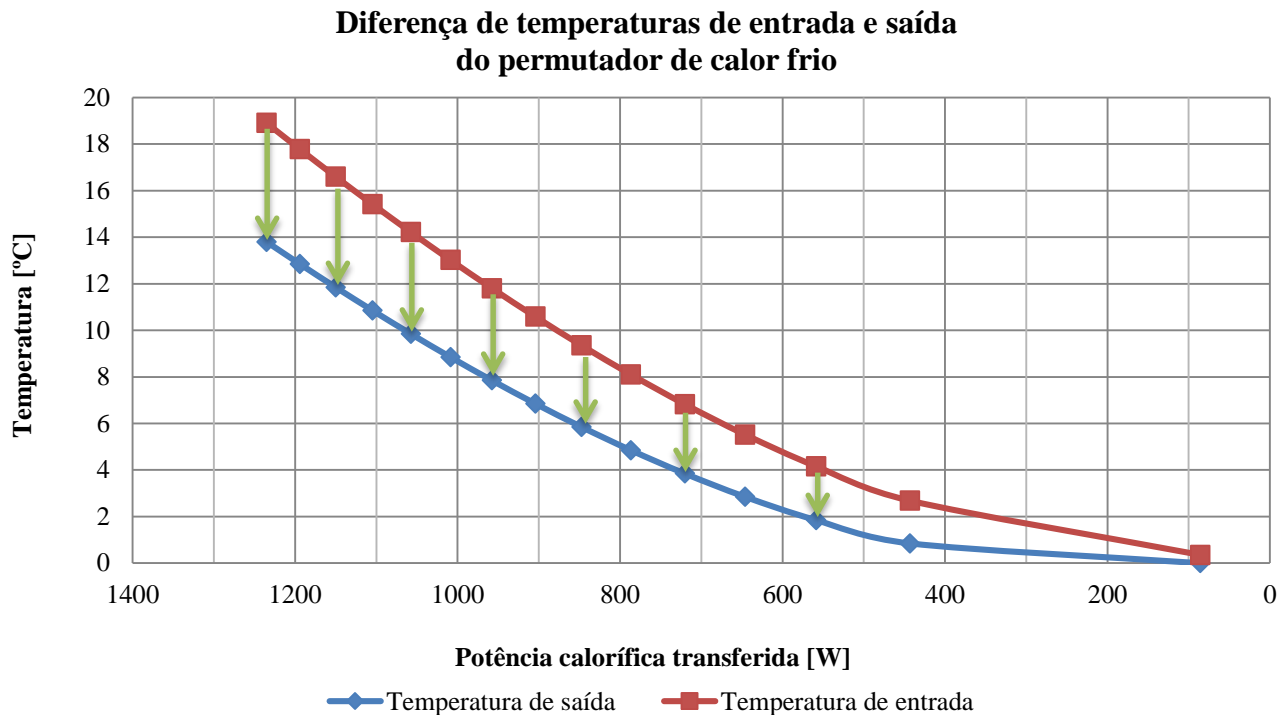


Figura 6.6 – Diferença de temperaturas no permutador de calor frio em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (pré-dimensionamento).

Assim, a diferença de temperatura à entrada e saída do permutador de calor frio, até à temperatura mínima de 13,8 °C, pode ser calculada segundo a Eq. 6.2, conhecendo a potência de refrigeração $\dot{Q}_C \approx 1200$ W e as propriedades de água com 40 % de glycol, também apresentadas na tabela 6.11.

$$\dot{Q}_C = \dot{V}_g \cdot \rho_g \cdot c_{p_g} \cdot \Delta T_g \quad (6.2)$$

Na tabela 6.11 observa-se esses valores.

Tabela 6.11 – Propriedades dos permutadores de calor e do fluido interior.

	Permutador de Calor Quente	Permutador de Calor Frio	Unidade
<i>Diferença de temperatura de entrada e saída: ΔT</i>	7,2	5,1	[°C]
<i>Caudal volumico: \dot{V}</i>	4	4	[l · min ⁻¹]
Fluido	Água	Água com glycol	
<i>Calor específico: c_p</i>	4178,40	3480,24	[J · (kg · K) ⁻¹]
<i>Massa volúmica: ρ</i>	998	1042,8	[m ³ · kg ⁻¹]
<i>Viscosidade dinâmica: μ</i>	$7,98 \times 10^{-4}$	$7,84 \times 10^{-3}$	[Kg · (m · s) ⁻¹]
<i>Condutividade térmica: K</i>	0,615	0,472	[W · (m · K) ⁻¹]
Cobre			
<i>Condutividade térmica: K_c</i>	401	401	[W · (m · K) ⁻¹]

Com os dados retirados até agora, será necessário obter os valores do número de *Nusselt* para o cálculo do coeficiente de convecção entre o hélio e as alhetas e entre os tubos e o fluido. É necessário ter em atenção que os números de *Nusselt*, para calcular estes coeficientes, são calculados de diferentes formas, como se viu no capítulo 5.8

Deve-se ter em atenção que o permutador de calor terá um certo número de tubos a passar no seu interior mas que ao serem ligados, no final, por cotovelos apenas se terá um único tubo. Assim, a área de superfície dos tubos será calculada em função do número de tubos, mas o caudal volumétrico é calculado como se apenas existisse um.

Na Tabela 6.12, são apresentados os valores calculados.

Tabela 6.12 – Valores para cálculo dos coeficientes de convecção nos permutadores de calor.

	Permutador de Calor Quente	Permutador de Calor Frio	Unidade
Tubos			
<i>Número de tubos: N_t</i>	44	44	—
<i>Área de secção: A_t</i>	19,6	19,6	[mm ²]
<i>Velocidade do fluido: v</i>	3,4	3,4	[m · s ⁻¹]
<i>Número de Reynolds: Re_D</i>	21231,3	2258,4	—
<i>Número de Prandtl: Pr</i>	5,42	57,84	—
<i>n</i>	0,4	0,3	—
<i>Número de Nusselt: Nu_D</i>	110,53	56,19	—
<i>Coeficiente de convecção: h_t</i>	13603,58	5300,39	[W · (m ² · K) ⁻¹]
Alhetas			
<i>Número de alhetas: N_a</i>	590	590	—
<i>Número de Prandtl: Pr</i>	0,66	0,66	—
<i>Número de Rayleigh: Ra_L</i>	280,46	336,64	—
<i>Número de Nusselt: Nu_L</i>	2,73	2,81	—
<i>Coeficiente de convecção: h_a</i>	27,81	28,68	[W · (m ² · K) ⁻¹]
<i>Parâmetro da alheta: m</i>	37,43	38,20	—
<i>Rendimento da alheta: η_a</i>	90,61 %	90,27 %	—

Tendo em atenção o cálculo das alhetas, verifica-se que o número de *Rayleigh* é pequeno (normalmente tem grandeza na ordem de 10⁹), e por isso existe um equilíbrio entre as forças de flutuação e de difusividade térmicas. Como o número de *Nusselt* é um rácio entre a convecção com a condução, o baixo valor obtido em consequência do baixo valor de *Rayleigh* permite concluir que a transferência de calor neste sistema termoacústico entre o hélio e os permutadores se trata de uma conjugação entre convecção e condução.

Após isto, falta calcular a área total dos tubos e das alhetas para se chegar ao valor dos coeficientes globais de transferência de calor dos permutadores de calor. Para isso será necessário calcular o comprimento total dos mesmos. Como os permutadores terão de ter uma

geometria circular esse comprimento é calculado pelas equações 5.58 e 5.56, de seguida é multiplicado pelo perímetro de cada parte correspondente. Pela equação 5.60 calcula-se o coeficiente global de transferência de calor. A área total dos permutadores é considerada igual à área total das alhetas. Estes valores são apresentados na Tabela 6.13.

Tabela 6.13 – Propriedades dos permutadores de calor.

	Permutador de Calor Quente	Permutador de Calor Frio	Unidade
Tubos			
<i>Comprimento total: $L_{t,total}$</i>	22,10	22,10	[m]
<i>Área total: $A_{t,total}$</i>	0,35	0,35	[m ²]
Alhetas			
<i>Comprimento total: $L_{a,total}$</i>	300,98	300,98	[m]
<i>Área total: $A_{a,total}$</i>	6,08	3,07	[m ²]
Permutadores			
<i>Área total: A_{total}</i>	6,08	3,07	[m ²]
<i>Coefficiente global de transferência de calor: U</i>	24,41	24,82	[W · (m ² · K) ⁻¹]

Por fim, basta verificar pela equação 5.61 se a potência calorífica transferida pelos permutadores é igual, maior, ou menor que a potência desejada. Com os valores da tabela 6.13, com os valores de temperaturas entrada e saída mencionados na tabela 6.11 e ainda admitindo que a temperatura exterior aos permutadores será igual à temperatura nas extremidades do *stack*, calcula-se essa potência. Valores apresentados na Tabela 6.14.

Tabela 6.14 – Valores da potência calorífica máxima que cada permutador pode transferir até uma determinada temperatura de saída.

	Permutador de Calor Quente	Permutador de Calor Frio	Unidade
<i>LMTD</i>	13,48	16,21	[K]
<i>Potência calorífica máxima transferida: \dot{Q}</i>	2000,21	1235,24	[W]
<i>Temperatura de saída: T_s</i>	39,8	13,8	[°C]

Como se menciona na tabela 6.14, a potência calorífica máxima que cada um dos permutadores é capaz de transferir é idêntica à potência de aquecimento e de refrigeração do sistema, mas apenas até uma determinada temperatura de saída. No permutador quente se a temperatura de saída ultrapassar os 39,8 °C a potência de aquecimento tende a descer, quanto ao permutador de calor frio se a temperatura de saída baixar dos 13,8 °C então a potência de refrigeração também diminui. A solução para aumentar as diferenças de temperatura será aumentar a largura dos permutadores de calor, no entanto não se sabe ao certo se isso irá prejudicar a eficiência do sistema, pois, como já se viu anteriormente nos capítulos 5.9.1 e

5.9.2, a largura máxima dos permutadores é definida dependendo do deslocamento das partículas de hélio existentes da posição dos permutadores.

No próximo capítulo, durante a seleção de componentes para a construção de um protótipo, as dimensões dos permutadores serão ajustadas para se obter uma maior amplitude de temperaturas de saída.

7. Proposta para construção de um protótipo

7.1. Seleção de componentes

7.1.1. *Stack*

O *stack* deve ser dos primeiros componentes a construir, este pode causar alterações na construção do restante sistema pois pode levar a uma alteração do diâmetro interno do ressonador devido à sua porosidade.

No capítulo 5.6 viu-se que o melhor seria construir um *stack* de placas paralelas em espiral, no entanto, após uma pesquisa de componentes verificou-se que a sua construção iria ser demasiado complexa e cara, pois, sabendo que o ressonador terá um diâmetro interno de aproximadamente 0,65 m e que a espessura das placas do *stack* deve ser 0,2 mm com um espaçamento de 0,6 mm entre elas, seria necessário cerca de 900 m de material para o *stack*. Deste modo, decidiu-se utilizar uma impressora 3D para se construir o *stack*, o material utilizado na impressora é o plástico ABS (*Acrylonitrile Butadiene Styrene*) de propriedades mencionadas na Tabela 7.1, tornando-se estas propriedades do *stack*.

Tabela 7.1 – Propriedades do plástico ABS [28].

	Valor	Unidades
Condutividade térmica: K_s	0,128 – 0,200	$[W \cdot (m \cdot K)^{-1}]$
Calor específico: c_{p_s}	1960 – 2130	$[J \cdot (kg \cdot K)^{-1}]$
Límite de temperatura máximo	77 – 109	$[^{\circ}C]$
Massa volúmica: ρ_s	350 – 3500	$[kg \cdot m^{-3}]$

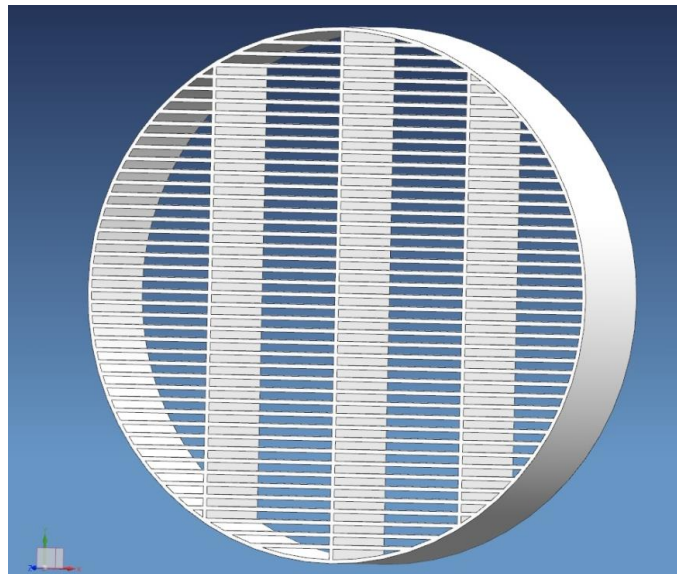
Em comparação com o material escolhido inicialmente, o *Mylar Polyester Film*, até se poderá dizer que o ABS é melhor. A condutividade térmica é idêntica, mas o seu calor específico supera o calor específico do *Mylar*, tornando a transferência de calor entre o *stack* e o hélio mais rápida, no entanto a massa volúmica é maior o que não é muito importante para o sistema.

Assim, com este tipo de impressora foi alterada a estrutura do *stack* para poros retangulares. Esta estrutura deverá proporcionar uma menor eficiência ao sistema, no entanto será a forma mais fácil de construção. A sua estrutura de poros retangulares dará origem a uma porosidade, calculada pela equação 3.2, a partir das dimensões da Tabela 7.2.

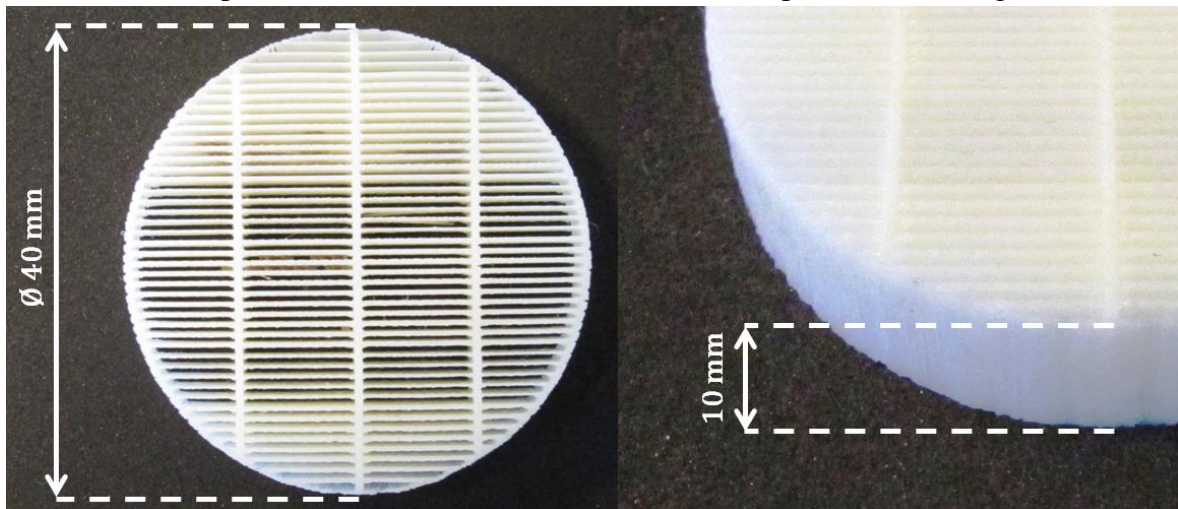
Tabela 7.2 – Dimensões dos poros retangulares do *stack*.

	Valor	Unidades
<i>Espaçamento entre placas:</i> $2 \cdot a = 2 \cdot y_0$	0,6	[mm]
<i>Espessura das placas:</i> $2 \cdot l$	0,2	[mm]
<i>Espaçamento horizontal:</i> $2 \cdot b$	10	[mm]
<i>Porosidade:</i> φ	73,5 %	–

O diâmetro final do *stack* será igual ao diâmetro interno do ressonador calculado no capítulo a seguir 7.1.2. O seu comprimento é igual ao calculado no capítulo 6.1 apresentado na tabela 6.5. O aspeto final da estrutura do *stack* será o seguinte, Figura 7.1, este modelo 3D foi projetado para teste de fabrico devido às pequenas dimensões necessárias.

Figura 7.1 – Aspeto final da estrutura do *stack*.

O *stack* fabricado para teste, de dimensões $\varnothing 40 \times 10$ mm, é apresentado na Figura 7.2.

Figura 7.2 – *Stack* de pequena dimensão para teste de fabrico.

7.1.2. Ressonador

O ressonador deve ser um tubo rígido e resistente ao calor. Sugerindo tubos de PVC como material a utilizar, fez-se uma pesquisa de catálogos para este tipo de materiais de construção.

Antes do início da pesquisa teve de se calcular o novo diâmetro interno do ressonador devido à alteração da porosidade do *stack*.

O parâmetro da porosidade entra nas equações das potências normalizadas acústica e de refrigeração, respetivamente as equações 5.19 e 5.20, e a partir daqui chega-se ao valor do diâmetro interno de 0,654 m.

Com este novo diâmetro, resultou da pesquisa uma seleção de um tubo em PVC com um diâmetro externo de 710 mm, do catálogo, com uma espessura de 33,8 mm, resultando um diâmetro interno de 642,4 mm, este tubo tem definida uma pressão máxima de utilização de 10 kg/cm^2 , o equivalente a 981 kPa. No entanto, deve-se analisar o gráfico da pressão máxima de serviço em função da temperatura, Figura 7.3.

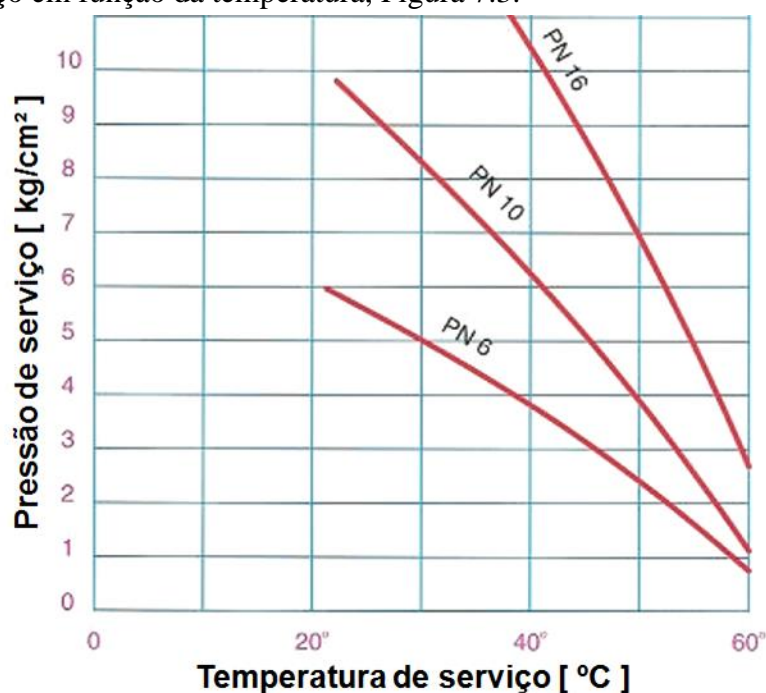


Figura 7.3 – Diagrama de pressão de serviço em função da temperatura, adaptado de [29].

Com esta análise é garantido que para uma utilização até 50°C , a pressão de serviço pode atingir cerca de $4 \text{ kg} \cdot \text{cm}^{-2}$, o equivalente a 392,4 kPa. Como a pressão média a ser utilizada tem um valor de 200 kPa não haverão quaisquer problemas relativamente a esta situação.

Quanto ao comprimento total do ressonador, este terá um comprimento de 1,26 m. A encomenda do tubo deverá ser de 2 m que depois terá de ser maquinado de modo a se obter as dimensões pretendidas e também deve-se fazer dois rasgos e vários furos, dependendo do número total de tubos, em diferentes posições para os permutadores de calor.

A extremidade oposta à colocação do altifalante terá de ser fechada e suficientemente rígida para refletir as ondas sonoras, de modo a minimizar as perdas. Assim foi selecionada uma

flange cega da mesma marca e em PVC para as dimensões do tubo escolhido. Esta flange será depois copiada em aço para preencher as características desejadas.

Devido ao novo diâmetro interno do ressonador há uma alteração relativamente às potências de aquecimento, de refrigeração e do altifalante. Estas tomam novos valores obtidos pelas equações 5.25, 5.18 e 5.17, e são apresentados na seguinte Tabela 7.3.

Tabela 7.3 – Novos valores de potências.

	Valor	Unidades
<i>Potência de aquecimento: \dot{Q}_H</i>	1925,47	[W]
<i>Potência de refrigeração: \dot{Q}_C</i>	1188,69	[W]
<i>Potência do altifalante: \dot{W}</i>	1356,88	[W]

7.1.3. Flanges

Refazendo o gráfico para o novo diâmetro do ressonador, obtém-se também novos valores para o deslocamento transversal máximo da flange. Como o novo diâmetro do ressonador não é muito diferente do inicialmente calculado, o valor da espessura mínima não se altera assim como o valor do deslocamento transversal da flange mantém-se também idêntico.

A espessura da flange terá então um valor de 9 mm e o deslocamento transversal máximo será de aproximadamente 0,1 mm.

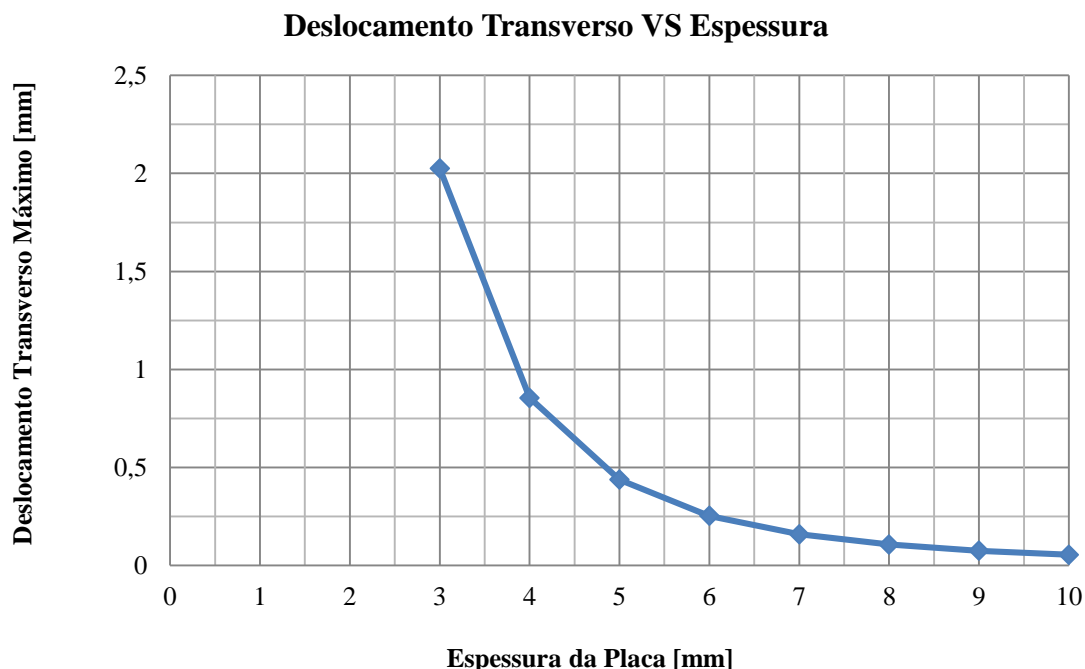


Figura 7.4 – Deslocamento transversal máximo da flange em função da sua espessura (\varnothing 0,642 m)

Um pormenor a ter em atenção é que uma flange com estas dimensões, 642 mm de diâmetro, 9 mm de espessura e uma massa volúmica de $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, terá aproximadamente uma massa de 22 kg. Presume-se que uma flange pesada como esta não será nada prática para a

construção de um protótipo. Assim, é sugerido que diminua a espessura e se acrescente alguns reforços na estrutura de modo a diminuir o peso da mesma.

7.1.4. Altifalante e amplificador

O altifalante deve corresponder à potência necessária. Visto que esta tem um valor aproximado de 1400 W selecionou-se um altifalante de marca *Beyma* com uma potência nominal de 1600 W e com um diâmetro de 21", equivalente a aproximadamente 540 mm, Figura 7.5.



Figura 7.5 – Ilustração do altifalante *Beyma* de referência 21SW1600Nd, adaptado de [30].

É garantido que este cobre a potência desejada. As suas principais características são apresentadas na seguinte Tabela 7.4.

Tabela 7.4 – Principais características do altifalante *Beyma* de referência 21SW1600Nd [30].

<i>Beyma 21SW1600Nd</i>	Valor	Unidades
<i>Diâmetro nominal</i>	540	[mm]
<i>Impedância classificada</i>	8	[Ω]
<i>Potência nominal</i>	1600	[W]
<i>Sensibilidade</i>	98 dB 2.83v @ 1m @ 2π	
<i>Alcance de frequência</i>	25 – 1200	[Hz]

A 400 Hz este produz um nível de pressão sonora de aproximadamente 97 dB como se pode observar pelo gráfico da Figura 7.6.

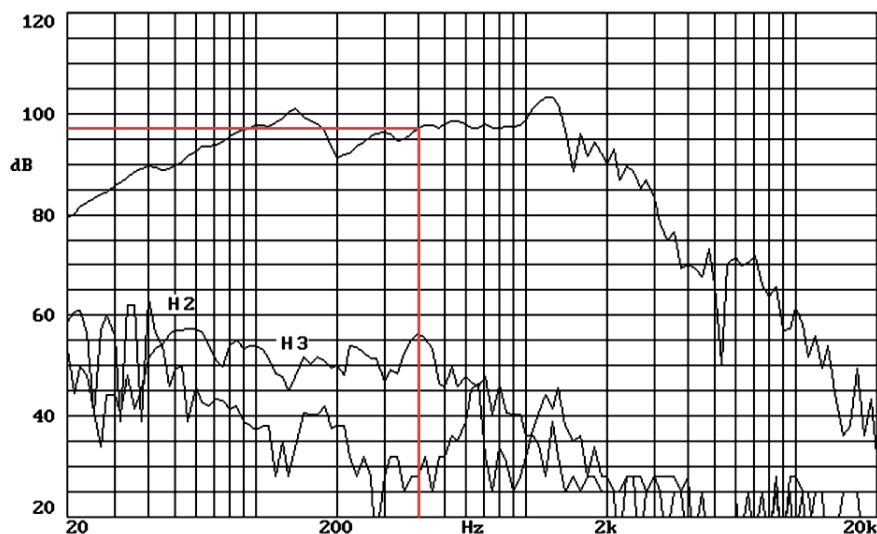


Figura 7.6 – Nível de pressão sonora em função da frequência (níveis gerados a 1 W e a 1 m) [30].

Este nível de decibel corresponde a uma medição em condições ambiente. Para se saber qual o nível atingindo nas condições impostas pelo sistema, ter-se-ia de medir esse valor. Idealmente esse valor deveria atingir um nível de 166 db.

Relativamente ao amplificador é necessário um que possa garantir a potência requerida para o altifalante. Para o efeito selecionou-se um amplificador de marca *Dynacord* de referência SL1800, este tem uma potência nominal máxima de 1800 W em ligação *bridge* para um altifalante de $8\ \Omega$ garantindo assim que o mesmo possa fornecer a potência desejada de 1400 W ao altifalante. A ligação *bridge* é um modo de operação que utiliza os dois canais do amplificador num único canal de saída, de modo a se obter a potência máxima. Considerando que geralmente os amplificadores operam a dois canais, esta característica é importante pois permite minimizar o custo do amplificador.

7.1.5. Permutadores de calor

Os permutadores de calor, por serem específicos para o sistema pré-dimensionado, serão construídos nas instalações da Bosch Termotecnologia SA. As suas dimensões foram calculadas no capítulo 6, no entanto, como foi explicado no final do mesmo capítulo, essas dimensões devem ser ajustadas de forma a se obter valores mais elevados para as potências caloríficas máximas que os dois permutadores poderão transferir e também dependendo das dimensões dos tubos de cobre disponíveis no mercado. As novas dimensões são apresentadas na Tabela 7.5. O número de tubos e alhetas é também alterado devido ao diâmetro dos próprios permutadores de calor.

Tabela 7.5 – Novas dimensões dos permutadores de calor do pré-dimensionamento, para uma potência de aquecimento de 2000 W.

	Permutador de Calor Quente	Permutador de Calor Frio	Unidade
Tubos			
<i>Número de tubos: N_t</i>	42	42	–
<i>Diâmetro: d_t</i>	4,83	4,83	[mm]
<i>Área de secção: A_t</i>	18,3	18,3	[mm ²]
<i>Velocidade do fluido: v</i>	3,64	3,64	[m · s ⁻¹]
<i>Número de Reynolds: Re_D</i>	21978,6	2337,9	–
<i>Número de Prandtl: Pr</i>	5,42	57,84	–
<i>n</i>	0,4	0,3	–
<i>Número de Nusselt: Nu_D</i>	113,63	57,77	–
<i>Coefficiente de convecção: h_t</i>	14477,53	5640,91	[W · (m ² · K) ⁻¹]
Alhetas			
<i>Número de alhetas: N_a</i>	584	584	–
<i>Comprimento: L_a</i>	15	15	[mm]
<i>Largura: w</i>	14	7	[mm]
<i>Espessura: e_a</i>	0,1	0,1	[mm]
<i>Espaçamento: y_1</i>	1	1	[mm]
<i>Número de Prandtl: Pr</i>	0,66	0,66	–
<i>Número de Rayleigh: Ra_L</i>	263,82	232,40	–
<i>Número de Nusselt: Nu_L</i>	2,70	2,64	–
<i>Coefficiente de convecção: h_a</i>	27,53	26,96	[W · (m ² · K) ⁻¹]
<i>Parâmetro da alheta: m</i>	37,19	36,93	–
<i>Rendimento da alheta: η_a</i>	90,72 %	90,83 %	–
Permutadores			
<i>Diferença de temperatura máxima: ΔT</i>	6,9	4,9	[°C]
<i>Caudal volumico: \dot{V}</i>	4	4	[l · min ⁻¹]
<i>Potência calorífica máxima: \dot{Q}</i>	1925	1188	[W]

Estes valores de potência calorífica máxima são válidos para o funcionamento do sistema pretendido até temperaturas de saída máxima de 43,3 °C para o permutador de calor quente, e até temperaturas de saída mínima de 10,0 °C para o permutador de calor frio. A partir destas temperaturas a potência calorífica máxima transferida é calculada pelas equações 6.1 e 6.2 respetivamente. Para melhor compreensão pode-se observar os gráficos da Figura 7.7 e da Figura 7.8.

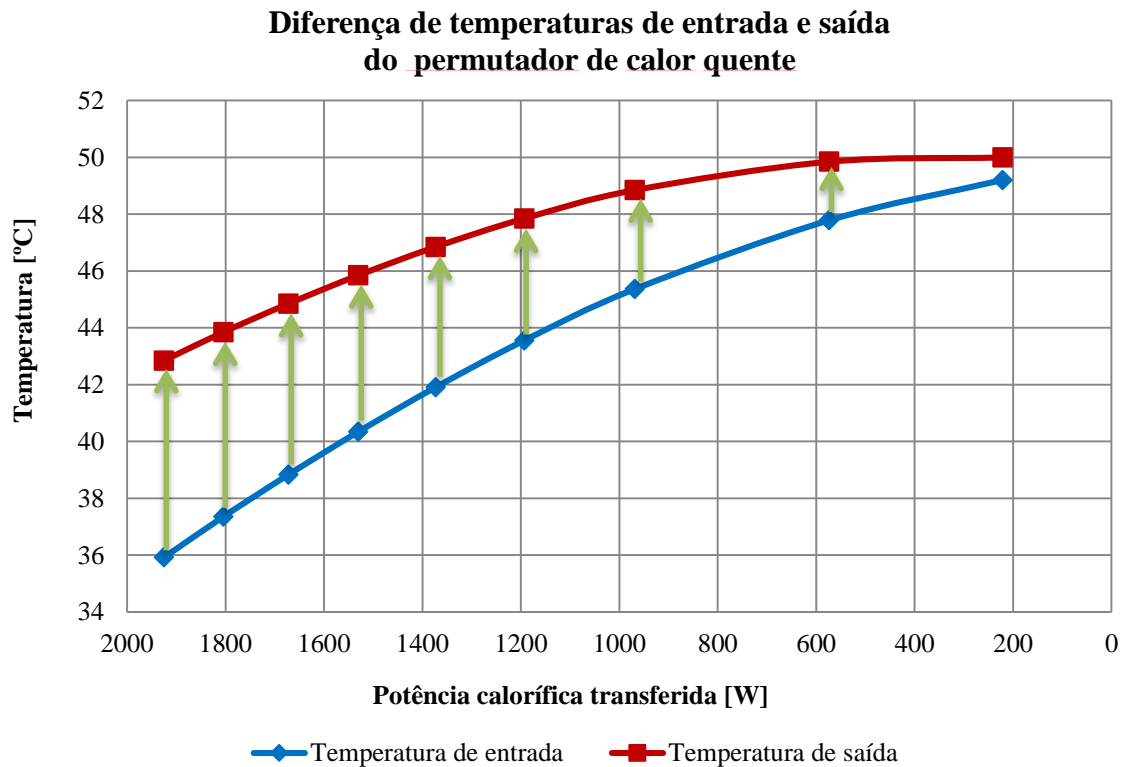


Figura 7.7 – Diferença de temperaturas no permutador de calor quente em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 2000 W).

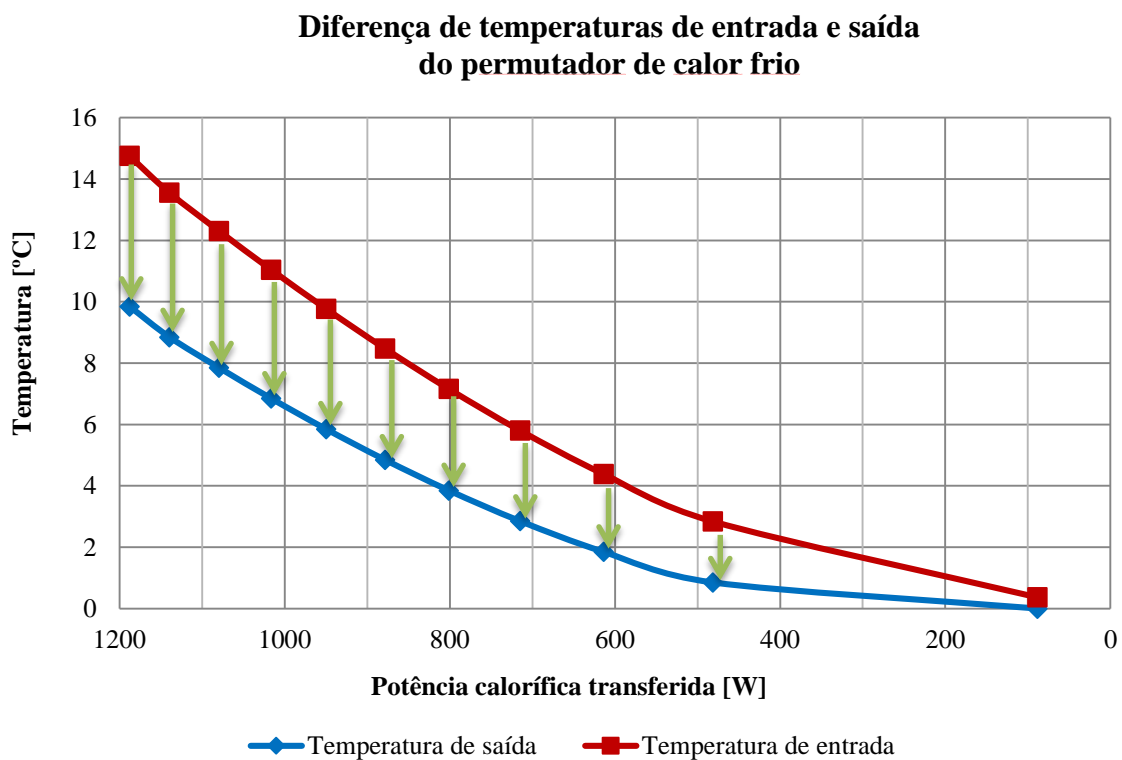


Figura 7.8 – Diferença de temperaturas no permutador de calor frio em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 2000 W).

A construção dos permutadores de calor deve ser feita manualmente. Deve-se produzir as alhetas já com os furos para assim se inserir os tubos e liga-los às alhetas com uma pasta térmica. Após unir todas as alhetas com os tubos, insere-se o permutador no ressonador já com a furação adequada, e no fim deve-se unir os tubos com cotovelos, tendo assim um único canal para a passagem da água dentro do permutador de calor.

Para garantir o espaçamento de 1 mm entre as alhetas, estas devem ser quinadas nas suas extremidades, com maior afastamento, e encosta-la à alheta de maior dimensão, como se pode observar na Figura 7.9

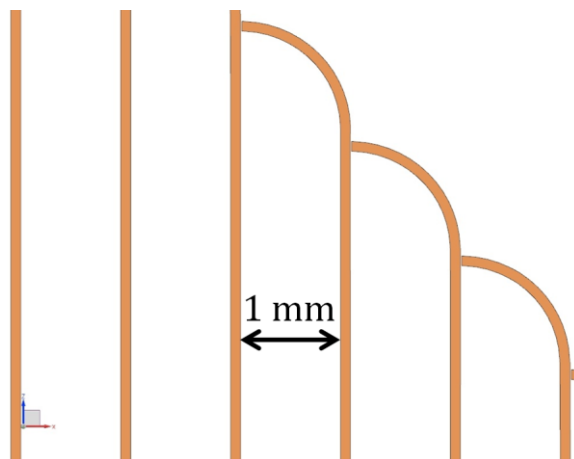


Figura 7.9 – Alhetas quinadas para assegurar um espaçamento de 1 mm.

No final da sua construção, os permutadores de calor terão o seguinte aspeto, Figura 7.10.

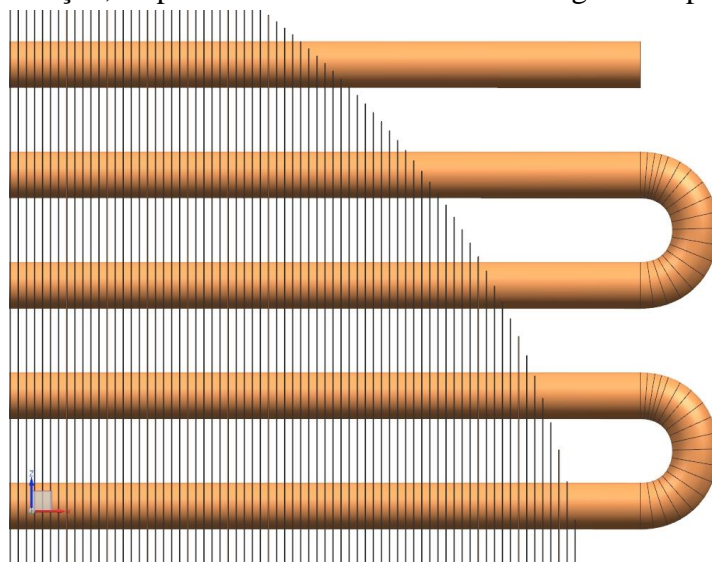


Figura 7.10 – Aspeto final dos permutadores de calor.

7.1.6. Hélio

Sabendo que o hélio tem uma massa volúmica de $0,32 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, a uma pressão média de 2 bar e a uma temperatura de 25°C , e que o ressonador terá um volume aproximado de $0,41 \text{ m}^3$, então serão aproximadamente necessários 0,14 kg de hélio.

7.2. Previsão do custo da construção do protótipo

Uma estimativa dos custos de cada componente a encomendar e de fabrico dos permutadores e da flange cega do ressonador é apresentada na seguinte, Tabela 7.6.

Tabela 7.6 – Estimativa do custo de construção do protótipo.

Componente	Marca	Material	Características	Custo
<i>Stack</i>	—	ABS	$\varnothing 642 \times 90$ mm	150 €
<i>Ressonador</i>	<i>Politejo</i>	PVC	$\varnothing 0,71 \times 1,26$ m	770 €
<i>Flanges</i>	—	Aço carbono	$\varnothing 642 \times 9$ mm	100 €
<i>Altifalante</i>	<i>Beyma</i>	—	1600 W	550 €
<i>Amplificador</i>	<i>Dynacord</i>	—	1800 W	700 €
<i>Permutador de calor quente</i>	—	Cobre	$\varnothing 642 \times 14$ mm	150 €
<i>Permutador de calor frio</i>	—	Cobre	$\varnothing 642 \times 7$ mm	150 €
<i>Hélio</i>	—	—	—	10 €
TOTAL				2580 €

Como se pode observar esta construção implica que haja um investimento considerável a nível monetário. Assim, foi decidido realizar um dimensionamento para uma escala mais pequena do sistema, em vez de 2000 W de potência os cálculos serão refeitos para aproximadamente 200 W, dependendo das dimensões dos tubos em PVC disponíveis no mercado. Outro fator que desencoraja esta solução para 2000 W é a sua dimensão final que será superior a $\varnothing 710 \times 1260$ mm.

7.3. Novo dimensionamento do sistema para 200 W

7.3.1. Pressão média, frequência e pressão dinâmica

Embora se deseje dimensionar o sistema a uma escala mais pequena que a desejada inicialmente, os valores da pressão média, da frequência e da pressão dinâmica são mantidos constantes, pois estes são cruciais para a eficiência do sistema e não influenciam o custo. O altifalante, nas condições o sistema, deverá ser capaz de produzir um nível de 166 db. Na Tabela 7.7 são apresentados os mesmos valores.

Tabela 7.7 – Valores de pressão média, frequência e pressão dinâmica.

	Valor	Unidades
<i>Pressão média: p_m</i>	200000	[Pa]
<i>Frequência: f</i>	400	[Hz]
<i>Pressão dinâmica: p_0</i>	6000	[Pa]

7.3.2. Ressonador

O comprimento do ressonador só depende da frequência de operação e da velocidade do som no fluido de trabalho. Como a pressão, a temperatura média e a frequência se mantêm, a velocidade do som no hélio também é a mesma. E assim o comprimento do ressonador não altera.

Quanto ao diâmetro, este depende da potência de aquecimento desejada. Como se pretende obter uma escala menor para uma potência de aquecimento de aproximadamente 200 W, será necessário refazer as contas para se obter o diâmetro do ressonador e depois fazer os cálculos ao contrário para se obter a potência final com o diâmetro interno dos tubos disponíveis no mercado. Então, sabendo que as potências normalizadas, acústica e de refrigeração, são constantes devido à inalteração das propriedades do hélio e mantendo a nova porosidade do *stack* calculada no capítulo 7.1.1, basta recorrer à equação 5.17 para calcular a área transversal do ressonador e a partir daí o diâmetro do mesmo.

Logo com $Q_{Hn} = 3,00 \times 10^{-5}$, $\dot{Q}_H = 200 \text{ W}$, $p_m = 200000 \text{ kPa}$ e $a = 1008 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, obtém-se $A = 0,034 \text{ m}^2$, e daí, $d = 0,207 \text{ m}$.

No mercado existe um tubo com 250 mm de diâmetro externo e 11,9 mm de espessura para uma pressão nominal de 10 bar. Com um diâmetro interno $d = 0,226 \text{ m}$ obtém-se uma potência de aquecimento, $\dot{Q}_H = 238,6 \text{ W}$.

Assim sendo as dimensões finais do ressonador apresentam-se na Tabela 7.8.

Tabela 7.8 – Dimensões finais do ressonador.

	Valor	Unidades
<i>Comprimento: L_{res}</i>	1,26	[m]
<i>Diâmetro interno: d</i>	0,226	[m]
<i>Espessura: e_{res}</i>	11,9	[mm]
<i>Área transversal: A</i>	0,040	[m ²]
<i>Área de superfície: A_{sup}</i>	0,895	[m ²]

Quanto às potências, os seus valores são calculados imediatamente, e são apresentados na Tabela 7.9.

Tabela 7.9 – Valores finais das potências.

	Valor	Unidades
<i>Potência de aquecimento: \dot{Q}_H</i>	214,77	[W]
<i>Potência de refrigeração: \dot{Q}_C</i>	133,05	[W]
<i>Potência acústica útil: \dot{W}_u</i>	81,7	[W]
<i>Perdas de potência acústica: \dot{W}_{res}</i>	218,3	[W]
<i>Potência total: \dot{W}_{total}</i>	300	[W]

7.3.3. Flanges

Para o novo diâmetro do ressonador, menos de metade do diâmetro inicial, faz sentido refazer de novo o cálculo da espessura mínima da flange, assim como o gráfico do deslocamento transversal máximo.

Então, mantendo as propriedades do material da flange e sabendo que a pressão máxima resultante é a mesma, obtém-se uma espessura mínima com um valor aproximado de 3 mm e um deslocamento transversal máximo de 0,1 mm. Com estas dimensões obtém-se uma massa total de aproximadamente 1 kg.

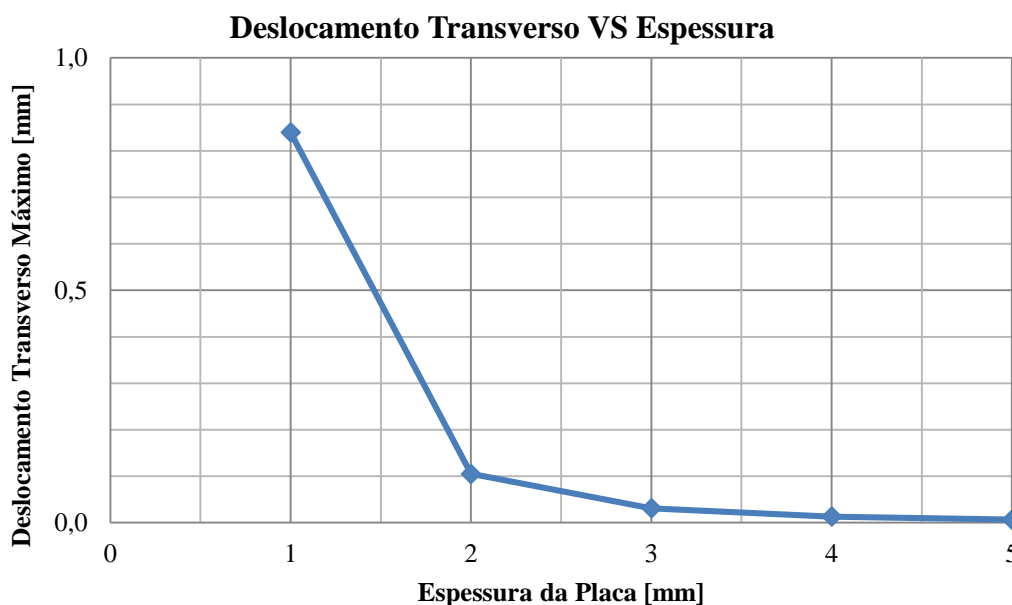


Figura 7.11 – Deslocamento transversal máximo da flange em função da sua espessura (\varnothing 0,226 m).

7.3.4. Stack

A porosidade do *stack* deve ser mantida para não provocar novamente alterações à potência do sistema. Conhecendo o diâmetro interno final do ressonador, que é igual ao novo diâmetro do *stack*, não haverá mais alterações a fazer. Este deve ser fabricado, como já foi dito anteriormente, numa impressora 3D com plástico ABS. As dimensões dos poros estão apresentadas na tabela 7.2 do capítulo 7.1.1.

7.3.5. Altifalante e amplificador

Uma nova pesquisa de altifalantes para o novo dimensionamento requer que este garanta uma potência de 309,6 W. Por uma questão standard de mercado foi selecionado um altifalante apenas de 300 W com 200 mm de diâmetro, pois para potências mais elevadas seria necessário escolher um altifalante de diâmetro maior, o que implicaria aumentar o diâmetro interno do ressonador e daí refazer alguns cálculos.

Foi então selecionado um altifalante de marca *Beyma* de referência 8P300Fe de 8" de diâmetro, Figura 7.12.



Figura 7.12 – Ilustração do altifalante *Beyma* de referência 8P300Fe, adaptado de [31].

As suas principais características são apresentadas na seguinte Tabela 7.10.

Tabela 7.10 – Principais características do altifalante *Beyma* de referência 8P300Fe [31].

<i>Beyma 8P300Fe</i>	Valor	Unidades
<i>Diâmetro nominal</i>	200	[mm]
<i>Impedância classificada</i>	8	[Ω]
<i>Potência nominal</i>	300	[W]
<i>Sensibilidade</i>	95,4 dB 2.83v @ 1m @ 2 π	
<i>Alcance de frequência</i>	50 – 8000	[Hz]

A 400 Hz este produz um nível de pressão sonora de aproximadamente 92,5 dB como se pode observar pelo gráfico da Figura 7.13.

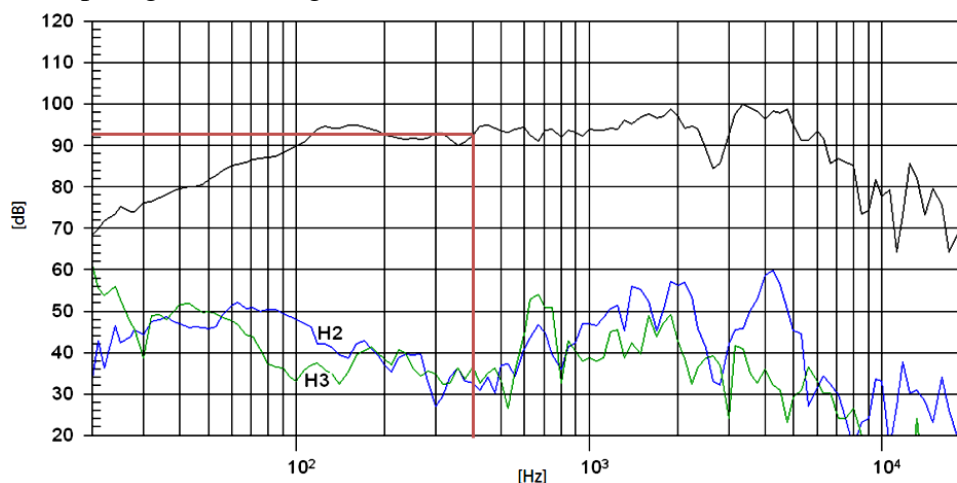


Figura 7.13 – Nível de pressão sonora em função da frequência (níveis gerados a 1 W e a 1 m) [31].

Relativamente ao amplificador, como já foi explicado no capítulo 7.1.3, deve permitir ligação em *bridge* a uma impedância de 8 Ω para garantir que o mesmo possa fornecer ao altifalante a potência nominal do mesmo. Selecionou-se um amplificador de marca *the t.amp* de referência E400, este tem uma potência nominal máxima de 380 W em ligação *bridge* para um altifalante de 8 Ω .

7.3.6. Permutadores de calor

As dimensões dos permutadores de calor foram ajustadas devido ao novo diâmetro interno do ressonador e às novas potências de aquecimento e refrigeração. O número de tubos e alhetas também é alterado devido ao diâmetro dos próprios permutadores de calor. Valores apresentados na Tabela 7.11.

Tabela 7.11 – Novas dimensões dos permutadores de calor do pré-dimensionamento para uma potência de aquecimento de 215 W.

	Permutador de Calor Quente	Permutador de Calor Frio	Unidade
Tubos			
<i>Número de tubos: N_t</i>	12	12	—
<i>Diâmetro: d_t</i>	4,83	4,83	[mm]
<i>Área de secção: A_t</i>	18,3	18,3	[mm ²]
<i>Velocidade do fluido: v</i>	3,64	3,64	[m · s ⁻¹]
<i>Número de Reynolds: Re_D</i>	21978,6	2337,9	—
<i>Número de Prandtl: Pr</i>	5,42	57,84	—
<i>n</i>	0,4	0,3	—
<i>Número de Nusselt: Nu_D</i>	113,63	57,77	—
<i>Coeficiente de convecção: h_t</i>	14477,53	5640,91	[W · (m ² · K) ⁻¹]
Alhetas			
<i>Número de alhetas: N_a</i>	206	206	—
<i>Comprimento: L_a</i>	15	15	[mm]
<i>Largura: w</i>	20	10	[mm]
<i>Espessura: e_a</i>	0,1	0,1	[mm]
<i>Espaçamento: y_1</i>	1	1	[mm]
<i>Número de Prandtl: Pr</i>	0,66	0,66	—
<i>Número de Rayleigh: Ra_L</i>	142,1	173,73	—
<i>Número de Nusselt: Nu_L</i>	2,44	2,52	—
<i>Coeficiente de convecção: h_a</i>	24,91	25,72	[W · (m ² · K) ⁻¹]
<i>Parâmetro da alheta: m</i>	35,34	35,99	—
<i>Rendimento da alheta: η_a</i>	91,53 %	91,25 %	—
Permutadores			
<i>Diferença de temperatura máxima: ΔT</i>	0,8	0,6	[°C]
<i>Caudal volúmico: \dot{V}</i>	4	4	[l · min ⁻¹]
<i>Potência calorífica máxima: \dot{Q}</i>	214	133	[W]

Estes valores de potência calorífica máxima são válidos para o funcionamento do sistema pretendido até temperaturas de saída máxima de 43,5 °C para o permutador de calor quente, e até temperaturas de saída mínima de 8,1 °C para o permutador de calor frio. A partir destas temperaturas a potência calorífica máxima transferida é calculada pelas equações 6.1 e 6.2 respetivamente. Para melhor compreensão pode-se observar os gráficos da Figura 7.14 e da Figura 7.15.

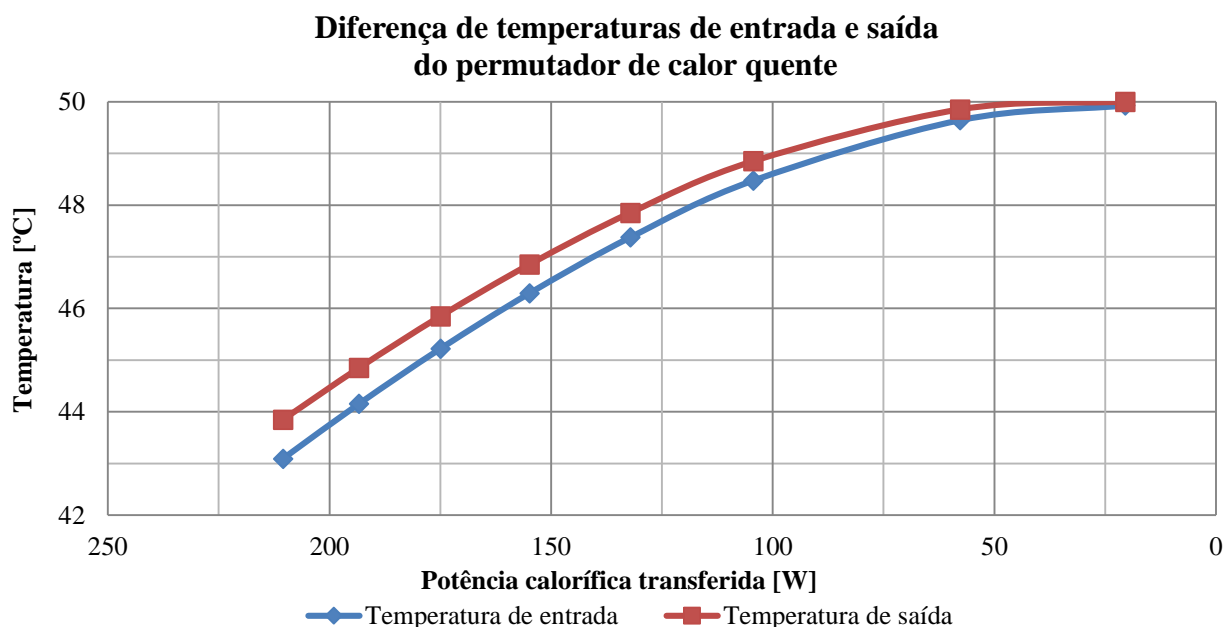


Figura 7.14 – Diferença de temperaturas no permutador de calor quente em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 200 W).

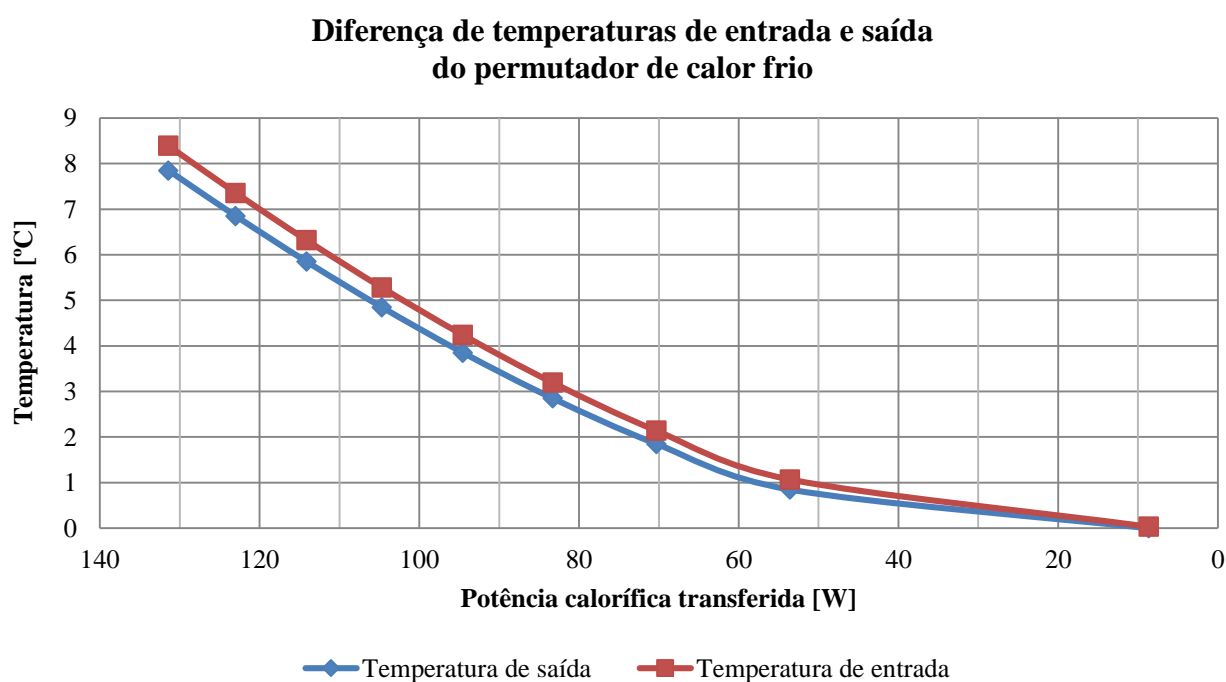


Figura 7.15 – Diferença de temperaturas no permutador de calor frio em função da potência calorífica máxima transferida e da temperatura de entrada (dimensionamento para 200 W).

Os permutadores terão o seguinte aspeto final, Figura 7.16.

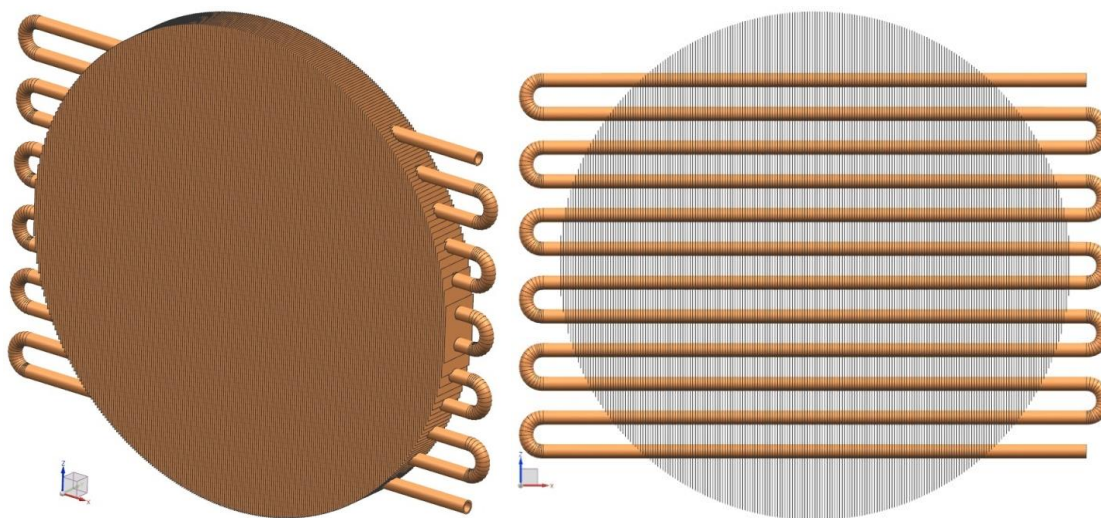


Figura 7.16 – Modelo final dos permutadores de calor.

7.3.7. Hélio

Aqui, o mesmo se passa relativamente ao capítulo 7.1.6. Sabendo que o hélio tem uma massa volúmica de $0,32 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, a uma pressão média de 2 bar e a uma temperatura média de 25°C , e que o ressonador terá um novo volume aproximado de $0,051 \text{ m}^3$, então serão aproximadamente necessários 0,017 kg de hélio.

7.4. Previsão do custo da nova construção do sistema

Uma estimativa dos custos de cada componente a encomendar e de fabrico dos permutadores de calor, do *stack* e da flange cega do ressonador é apresentada na seguinte, Tabela 7.12.

Tabela 7.12 – Estimativa do custo de construção do protótipo a uma escala mais pequena.

Componente	Marca	Material	Características	Custo
<i>Stack</i>	—	ABS	$\varnothing 226 \times 90 \text{ mm}$	50 €
<i>Ressonador</i>	<i>Politejo</i>	PVC	$\varnothing 0,25 \times 1,26 \text{ m}$	70€
<i>Flanges</i>	—	Aço carbono	$\varnothing 226 \times 3 \text{ mm}$	40 €
<i>Altifalante</i>	<i>Beyma</i>	—	300 W	125 €
<i>Amplificador</i>	<i>the t. amp</i>	—	380 W	100 €
<i>Permutador de calor quente</i>	—	Cobre	$\varnothing 226 \times 20 \text{ mm}$	100 €
<i>Permutador de calor frio</i>	—	Cobre	$\varnothing 226 \times 10 \text{ mm}$	100 €
<i>Hélio</i>	—	—	—	5 €
TOTAL				590 €

O custo final, previsto para a construção do protótipo em pequena escala, torna-se então mais baixo para o estudo.

7.5. KPI's (Key Performance Indicators)

Os *Key Performance Indicators* são, como o nome indica, um método de medição de desempenho. No caso específico das bombas de calor estes indicadores são: a performance, o conforto, o custo e o ruído, e para os conhecer, o produto deve-se sujeitar a várias avaliações. Estes indicadores tanto servem para o fabricante conhecer e identificar potenciais melhorias no seu produto como também servem para o cliente ter uma ideia do produto em que vai investir. Na Tabela 7.13 são apresentados alguns valores dos KPI's.

Tabela 7.13 – Valores dos KPI's

	1925 W	214 W
Performance*	COP = 1,42 COPC = 6,46	COP = 0,72 COPC = 6,46
Conforto**	Depósito 270 l: ≈ 8 h Depósito 60 l (1 banho): $\approx 1,8$ h	Depósito 60 l (1 banho): ≈ 15 h
Custo***	Protótipo: ≈ 2500 € Banho: $\approx 0,238$ €/banho	Protótipo: ≈ 600 € Banho: $\approx 0,426$ €/banho
Ruído****	620 W – 400 Hz	218 W – 400 Hz

*COP calculado em função da potência necessária do altifalante, na realidade deveria ser utilizada a potência do amplificador, no entanto não há informação suficiente sobre este assunto, sendo então utilizado o valor da potência do altifalante. Assim a potência do amplificador teria de ser medida durante a sua utilização. Para além da potência do amplificador também seria necessário contabilizar a potência dos restantes componentes elétricos. Foram utilizados os valores calculados no capítulo 1.

**Tempo necessário para o aquecimento da água do depósito assumindo que os valores de potência seriam iguais aos calculados. Este parâmetro pode ser alterado segundo o fluxograma da Figura 7.17.

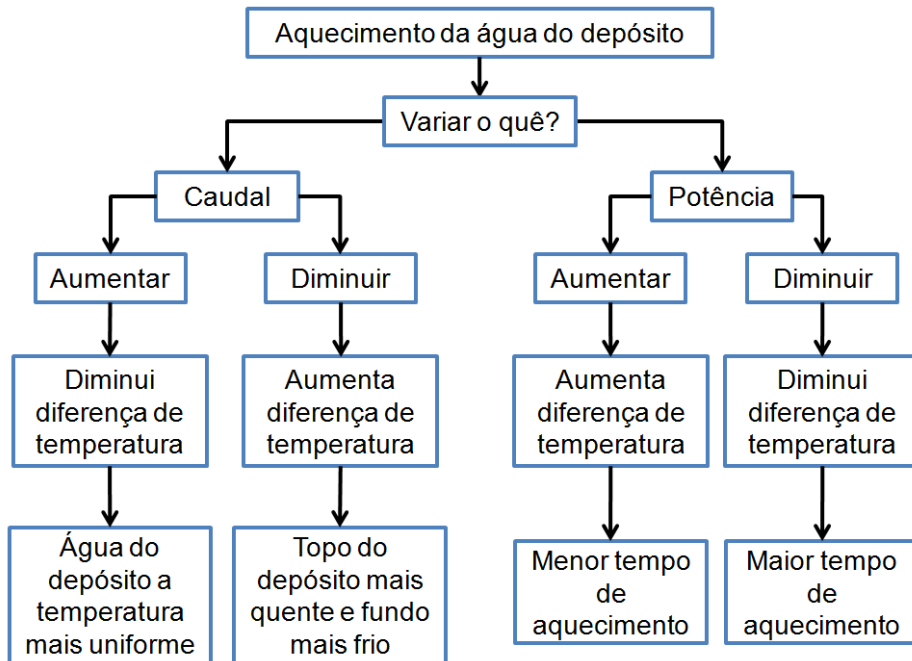


Figura 7.17 – Fluxograma de conforto para tempo de aquecimento.

Os tempos, em horas, para o aquecimento da água de um depósito de 270 e 60 litros foram obtidos, respectivamente, a partir dos gráficos da Figura 7.18 e da Figura 7.19.

Aquecimento da água de um depósito de 270 litros

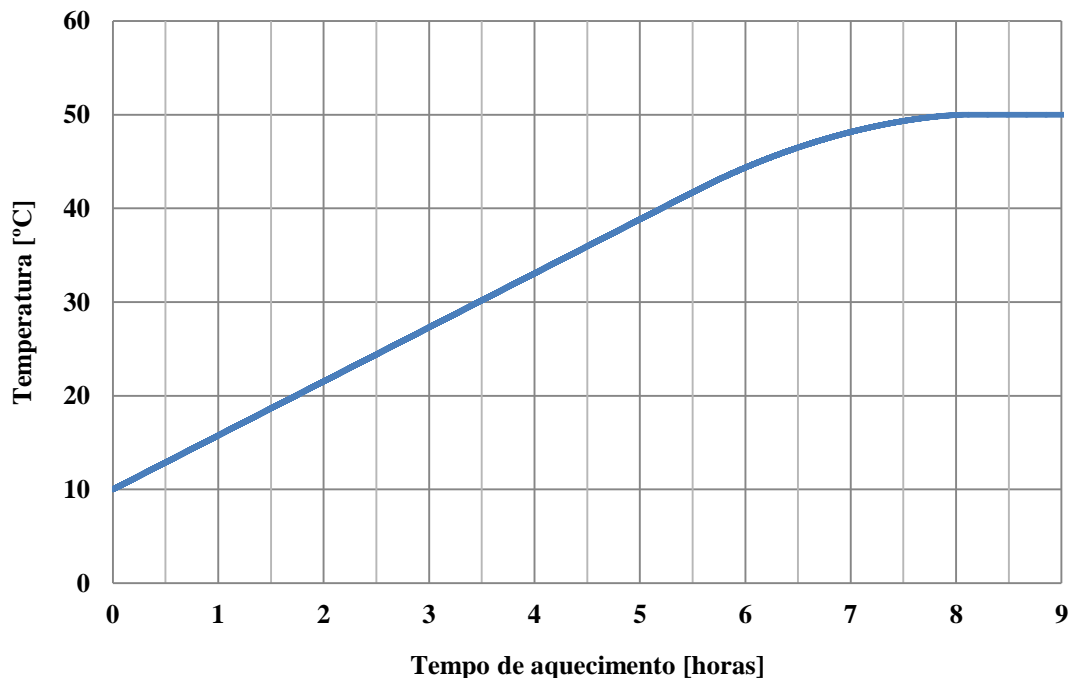


Figura 7.18 – Tempo de aquecimento da água, de 10 a 50 °C, de um depósito de 270 litros (1925 W).

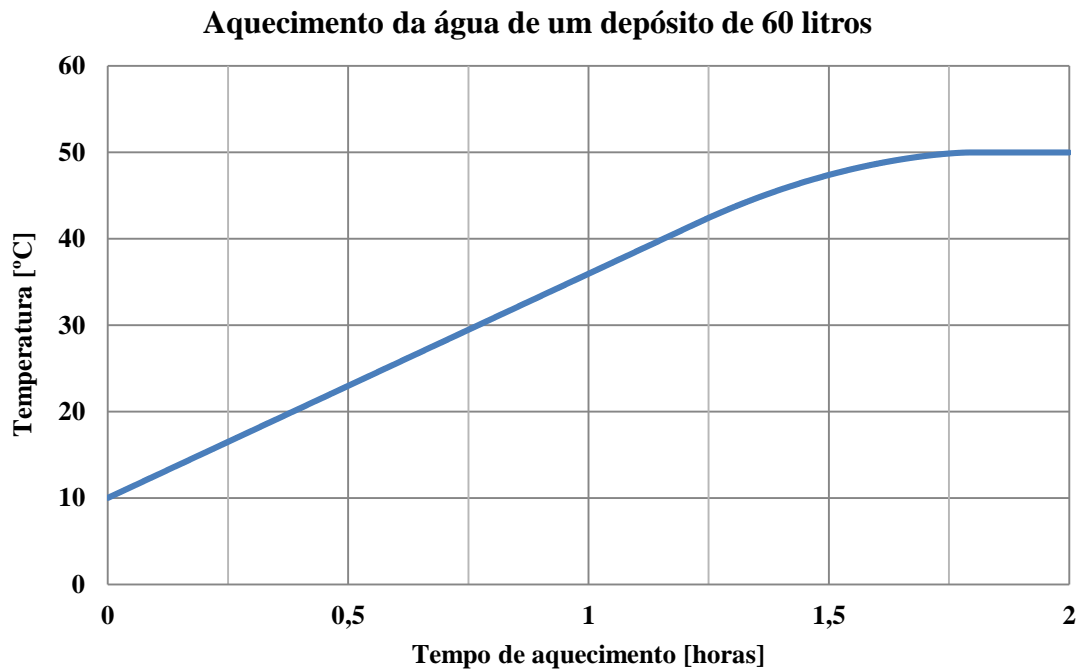


Figura 7.19 – Tempo de aquecimento da água, de 10 a 50 °C, de um depósito de 60 litros (1925 W).

***Custo de um banho de água quente, assumindo o preço atual da eletricidade ao kWh para um apartamento comum ($\approx 0,0946 \text{ €} \cdot (\text{kWh})^{-1}$, s/ IVA) e assumindo que os valores de potência serão iguais aos calculados e apenas contabilizando com a potência do altifalante. O cálculo do custo previsto para um banho de 60 litros foi feito a partir da Eq. 7.1.

$$\text{custo} = \dot{W} \cdot t \cdot 0,0946 \quad (7.1)$$

Para se estimar o custo real seria necessário realizar a experiência e medir a potência total consumida.

****Valor da potência do altifalante dissipada para o exterior do ressonador. Os valores apresentados resultam dos cálculos previamente realizados com a equação 5.27, no entanto os parâmetros do material do ressonador e/ou envolvente não entram na equação. Este valor talvez poderá ser reduzido com o revestimento de espuma ou cortiça. Apenas experimentando e medindo a intensidade sonora se pode tirar conclusões.

7.6. Colocação de sensores

Naturalmente será conveniente colocar vários sensores na bomba de calor termoacústica para uma futura verificação e análise de resultados. Na Figura 7.20 é representada esquematicamente a localização dos mesmos no sistema.

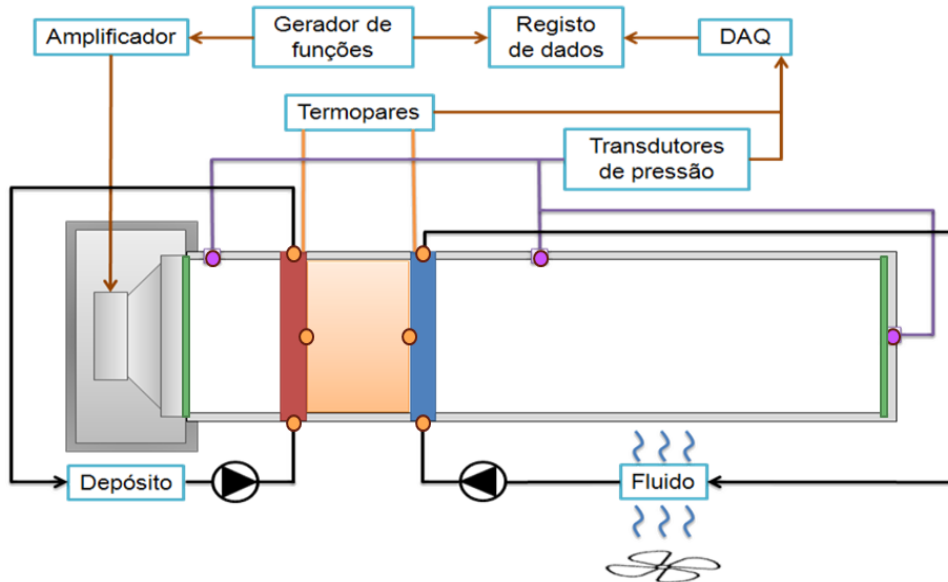


Figura 7.20 – Exemplo ilustrativo da posição de sensores na bomba de calor termoacústica.

7.6.1. Termopares

A proposta será colocar três termopares em cada um dos permutadores de calor, um à entrada e outro à saída de cada permutador de modo a se obter o valor da diferença de temperaturas, e o terceiro no centro das extremidades do *stack* junto aos permutadores para se poder verificar a temperatura das mesmas num determinado instante e para também se analisar se realmente se obtém a diferença de temperatura para a qual o sistema foi dimensionado.

Os termopares poderão ser o tipo K e basta terem uma resolução de 0,1 °C.

7.6.2. Transdutores de pressão

Também será interessante colocar vários transdutores de pressão ao longo do ressonador, um imediatamente no início, um no centro e por fim, um último no final do ressonador como se observa na figura 7.20. Esta análise permitirá verificar se o funcionamento do sistema corresponde com a teoria e até mesmo verificar se existirão fugas de gás para o ambiente.

O transdutor de pressão deve ser capaz de fazer medições entre 1 e 3 bar e com uma resolução de 1 Pa será o suficiente, já que se utilizam pressões na ordem dos milhares de Pascal.

7.6.3. Sonómetro

Um outro sensor necessário será um sonómetro. Este instrumento é muito importante pois permite medir o nível de ruído emitido pela bomba de calor. Para se ter uma ideia do ruído produzido pelo aparelho, este pode ser comparado com os níveis de ruído emitidos por uma bomba de calor convencional, como por exemplo a bomba de calor, mencionada no capítulo 4, da marca Vulcano de 2ª geração. Desta forma, a medição do ruído deverá ser efetuada junto ao aparelho e de seguida fazer a conversão de nível de potência sonora (SWL) para nível de pressão sonora (SPL) para uma distância pretendida, segundo a Eq. 7.2.

$$L_p = L_w - \left| 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot r^2} \right) \right| \quad (7.2)$$

Onde Q é um fator de direção sonora dependente da geometria do local onde o aparelho está instalado. Na Figura 7.21 verifica-se o valor de Q para quatro tipos de geometria.

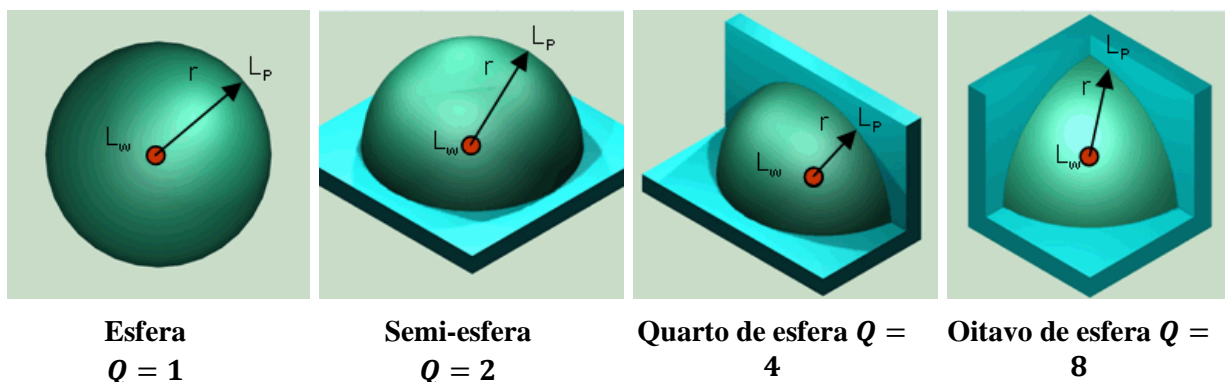


Figura 7.21 – Valor do fator de direção sonora dependendo da geometria do local, adaptado de [32].

E r é a distância desde o ponto de origem do ruído até ao ponto de medição do mesmo.

Na bomba de calor convencional já mencionada o valor SWL é de 54 dB(A), a sua conversão para o valor SPL para uma distância de 2 m é igual a 40 dB(A), utilizando um fator $Q = 2$.

O critério dB(A) faz um balanceamento do nível de ruído para diferentes frequências conforme a sensibilidade do ouvido humano para instalações em ambiente doméstico. Para outro tipo de instalações o critério será diferente. No gráfico da Figura 7.22 é possível observar as curvas de ganho de decibel para os diferentes critérios A, B, C e D.

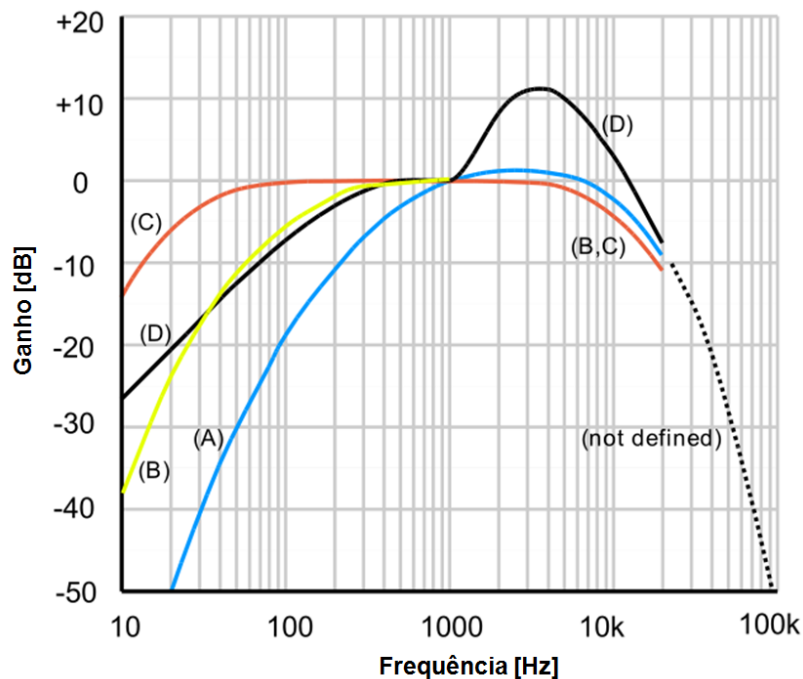


Figura 7.22 – Ganho de decibel, para diferentes critérios, em função da frequência e sensibilidade do ouvido humano, adaptado de [33].

Sabendo que o ouvido humano é mais sensível para frequências entre os 1000 Hz e 4000 Hz o nível de decibel perceptível pelo ouvido humano é maior, e para frequências mais baixas e mais altas a esse intervalo a sensibilidade será menor e por isso mais confortável.

7.7. Vedação

Para vedação dos componentes do sistema, para impedir que haja fugas de hélio, é sugerido utilizar silicone do tipo industrial em todos os locais onde haja maquinação do ressonador, como por exemplo, no local das flanges, do altifalante e dos permutadores de calor.

Na ligação das flanges com o tubo (ressonador) é também sugerido colocar anéis de borracha com o diâmetro e espessura adequados.

7.8. Montagem

Obtendo-se todos os componentes necessários, a montagem do protótipo deverá ser simples como se pode observar na Figura 7.23.

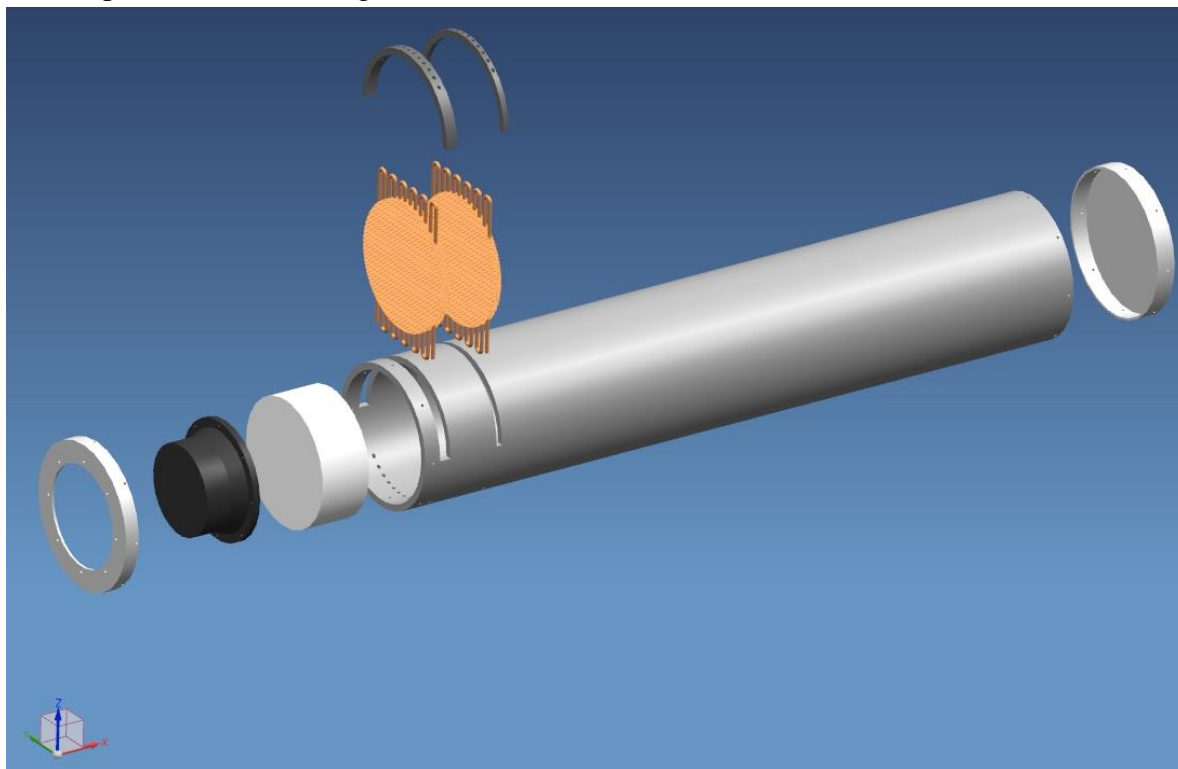


Figura 7.23 – Esquema de montagem do protótipo.

No ressonador, na localização dos permutadores, faz-se os furos e os rasgos para inserir os mesmos dentro do ressonador. Depois de estes serem fixados unem-se os cotovelos nos permutadores de calor. Um pormenor importante, é que o *stack*, deve ser colocado entre os dois permutadores, ou seja, coloca-se o permutador de calor frio, encosta-se o *stack*, e insere-se o segundo permutador.

O próximo passo é fechar o ressonador dos dois lados, um deles com a flange já acoplada ao altifalante e o outro com a flange cega, juntamente com os anéis de vedação.

Durante a montagem, devem ser colocados todos os sensores necessários para a obtenção de dados, referidos no capítulo 0, e de seguida será necessário vedar o sistema nos locais onde foram inseridos os componentes.

Outro pormenor é a colocação de uma válvula que permita retirar todo o ar de dentro do sistema para posteriormente se injetar o hélio até se atingir a pressão desejada.

Após a montagem e ligação dos sensores, o sistema deverá estar pronto a utilizar.

8. Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros

A presente dissertação foi realizada no âmbito de um estágio curricular na empresa Bosch Termotecnologia, em Cacia, Aveiro, e o tema proposto foi o dimensionamento de uma bomba de calor termoacústica para aquecimento de águas sanitárias.

Com este trabalho foi possível concluir que os protótipos existentes restringem-se a sistemas dimensionados para baixas potências devido à necessidade destes terem grandes dimensões, pois quanto maior for a potência de aquecimento desejada maior terá de ser o diâmetro interno do ressonador. Um fator importante que se deve ter em conta é que a relação perda de potência acústica por potência necessária é tanto maior quanto menor for o diâmetro do ressonador. Também se concluiu que o COP será maior quanto maior for a dimensão do sistema termoacústico.

Este sistema torna-se fácil de dimensionar depois de se ter um modelo programado, pois apenas se tem de alterar os valores desejados de potências ou dimensões. O mais difícil e complicado é o dimensionamento dos permutadores de calor pois exigem bons conhecimentos de termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos.

Durante a realização do trabalho foi feita a proposta de construção de um protótipo para as condições de fronteira requisitadas, 2000 W de potência de aquecimento e 50 °C de diferença de temperatura entre o lado frio (0 °C) e o lado quente (50 °C). Como o orçamento para a compra e fabrico de alguns componentes excedia os 2500 € foi pedido um novo orçamento para 200 W de potência de aquecimento, este atingia aproximadamente os 600 €. Infelizmente a Bosch não dispunha de orçamento disponível para a construção deste protótipo.

Assim, ao fazer a seleção de componentes também se explica como deve ser feita a montagem, onde se concluiu que a forma mais simples de fabricar o *stack* será numa impressora 3D devidos às suas pequenas dimensões nos poros interiores e por se tratar de um material plástico. Outros componentes de difícil construção, para além do seu dimensionamento, são os permutadores de calor devido às pequenas dimensões exigidas e por terem de ser colocados dentro do ressonador, estes devem ser construídos à mão unindo as alhetas aos tubos, uma de cada vez, com uma pasta térmica.

No final é feita uma sugestão de localização para colocar sensores, como termopares, transdutores de pressão e um sonómetro.

Um problema de cálculo encontrado é o COP do sistema, todos os valores de COP no presente relatório são obtidos apenas utilizando a potência máxima ou necessária do altifalante. Na realidade deveriam ser efetuadas medições de potência utilizada caso fosse construído o protótipo. No entanto, não existem informações suficientes de consumo dos

amplificadores que por sua vez fornecem energia aos altifalantes. Outro problema é o facto de o altifalante ser utilizado num meio que não o meio ambiente, pois todas as informações dos catálogos são específicas para a utilização comum dos mesmos.

Para trabalhos futuros é sugerido realizar uma construção de um protótipo para uma das potências de aquecimento para as quais foram feitas as seleções de componentes, para então se poder fazer uma recolha de dados para uma futura análise de resultados e comparação com os valores teóricos obtidos. Deve-se analisar a potência de aquecimento e de refrigeração, as perdas de potência pelo ressonador, as temperaturas atingidas, a amplitude de pressão em vários pontos do ressonador e o ruído exterior. Isto, para encontrar possíveis alterações que possam ser feitas ao sistema e que possam melhorar a sua performance.

Também é sugerido estudar um novo fluido de trabalho com o objetivo de otimizar a eficiência da transferência de calor entre os dois permutadores de calor através do *stack*, como por exemplo, mistura de gases, é necessário que este tenha uma melhor condutividade térmica e seja muito pouco denso. E estudar o rendimento dos altifalantes para meios específicos que não o meio ambiente e como prever o consumo de amplificadores conforme a potência desejada para os altifalantes.

Referências e Bibliografia

- [1] “Vulcano,” [Online]. Available: http://www.vulcano.pt/consumidor/sobre_vulcano/historial/historial.
- [2] G. W. Swift, Thermoacoustic Engines and Refrigerators, 1999.
- [3] F. Rietdijk, Thermoacoustic refrigeration using a standing-wave device, 2010.
- [4] [Online]. Available: <http://www.phys.unsw.edu.au/jw/strings.htm>.
- [5] F. P. Incropera e D. P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 2003.
- [6] M. E. H. Tijani, Loudspeaker-driven thermo-acoustic refrigeration, 2001.
- [7] K. Sondhauss, On a acoustic oscillations of the air in heated glass tubes and in closed pipes of non-uniform width, Pogendorff's Annalen der Physik und Chemie, 1850.
- [8] L. Rayleigh, The Theory of Sound, Volume 2, 1945.
- [9] S. Fischer, Not-In-Kind Technologies for Residential and comercial unitary equipment, 2000.
- [10] P. Merkli e H. Thomann, Thermoacoustic effects in a resonance tube, 1975.
- [11] D. Brown, The Prospects of Alternatives to Vapor Compression Technology for Space Cooling and Food Refrigeration Applications, 2010.
- [12] M. Tijani, Design of thermoacoustic refrigerators, 2001.
- [13] S. Spoelstra e M. Tijani, Thermoacoustic heat pumps for energy savings, 2005.
- [14] H. Tijani, High Temperature Thermoacoustic Heat Pump, 2012.
- [15] [Online]. Available: http://www.nrel.gov/vehiclesandfuels/ancillary_loads/heat_utilization.html.
- [16] A. S. A. Abduljalil, Investigation of thermoacoustic processes in a travelling-wave looped-tube thermoacoustic engine, 2012.
- [17] [Online]. Available: www.fisica.net/ondulatoria/classificacaodasondas.pdf.
- [18] J. C. a. G. S. Bill Ward, “Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic

- Energy Conversion,” em *DeltaEC, Version 6.3b11, Users Guide*, 2012.
- [19] H. Arif e K. Yildiz, A review of heat pump water heater systems, 2009.
- [20] “Wikipedia,” [Online]. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Root_mean_square.
- [21] S. H. Tasnim, S. Mahmud e R. A. Fraser, Compressible pulsating convection through regular and random porous media: the thermoacoustic case, 2011.
- [22] “Engineering Toolbox,” [Online]. Available: http://www.engineeringtoolbox.com/barlow-d_1003.html.
- [23] W. M. Vicente, Análise de Tensões em Placas Circulares Utilizando Elementos Finitos Axissimétricos, 2009.
- [24] S. W. Churchill e H. H. S. Chu, Correlation Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate, 1975.
- [25] L. M. Jiji, Heat Convection, 2009.
- [26] “MatWeb,” [Online]. Available: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=ab2bb264c8b44cfc8f00125569c360a9>.
- [27] “MatWeb,” [Online]. Available: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=af58cf14010141b1a1cd94def4826389&ckck>.
- [28] “MatWeb,” [Online]. Available: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=eb7a78f5948d481c9493a67f0d089646&ckck>.
- [29] “Politejo,” [Online]. Available: http://www.politejo.com/pdf/catalogos/Catalogo_Tecnico_Comercial_de_Tubos_PVC.pdf.
- [30] “USSpeaker,” [Online]. Available: <http://www.usspeaker.com/beyma%2021SW1600nd-1.htm>.
- [31] “USSpeaker,” [Online]. Available: <http://www.usspeaker.com/beyma%208p300fe-1.htm>.
- [32] [Online]. Available: <http://www.sengpielaudio.com/calculator-soundpower.htm>.
- [33] “Wikipedia,” [Online]. Available: <http://en.wikipedia.org/wiki/A-weighting>.
- [34] M. Fukumoto, Resfriador Termoacústico Didático, 2007.
- [35] [Online]. Available: <http://www.expertsmind.com/topic/vapor-power-cycles/the-carnot-vapor-cycle-97679.aspx>.